

Instationäre Interaktion der Schaufelreihen beim Clocking  
der Leitreihen eines vierstufigen  
Niedergeschwindigkeits-Axialverdichters

Von der Fakultät Maschinenwesen  
der  
Technischen Universität Dresden  
zur  
Erlangung des akademischen Grades  
Doktoringenieur (Dr.-Ing.)  
genehmigte Dissertation

von Dipl.-Ing. Lutz Müller  
geb. am 05.08.1976 in Zschopau

Manuskript eingereicht am: 10.10.2011

Tag der Verteidigung: 12.07.2013

**Erstgutachter:** Prof. Dr.-Ing. Konrad Vogeler

**Zweitgutachter:** Prof. Dr.-Ing. habil. Ronald Mailach



## **Zusammenfassung**

Ziel dieser Arbeit war, die Auswirkungen von Clocking der Leitreihen eines mehrstufigen Axialverdichters auf Potentiale hinsichtlich der Beeinflussung instationärer und stationärer Effekte zu untersuchen und zum grundlegenden Verständnis der instationären Schaufelinteraktion beizutragen. Dazu wurden über 2000 Leitgitterkonfigurationen vermessen, so dass der Einfluss von Clocking auf den Wirkungsgrad entlang der Kennlinie bei Auslegungsdrehzahl, auf die Schaufelgrenzschichten und auf die Betriebsgrenzen untersucht und dokumentiert werden konnte. Vor allem wurde so eine erhebliche Beeinflussung der Pumpgrenze gefunden, während das Grenzschichtverhalten auf den Schaufeln und der Wirkungsgrad im praktisch relevanten Bereich der Kennlinie kaum verändert wurden.

Hauptgegenstand der Untersuchungen war aber der Einfluss von Stator-Clocking auf die instationären Druckverteilungen und die resultierenden instationären Erregerkräfte an den Lauf- und Leitschaufeln. Die Vermessung der Auswirkungen der Positionierung jedes einzelnen Leitgitters wurde genutzt, um durch eine einfache Optimierung zwei geometrische Konfigurationen aller Leitgitter zu entwickeln. Die eine Konfiguration führte zu geringen aerodynamischen Erregerkräften an den Laufschaufeln aller Stufen, während die andere Konfiguration eine gleichmäßig hohe instationäre Anregung zur Folge hatte. Die Unterschiede der instationären Erregerkräfte zwischen den Konfigurationen waren erheblich und über weite Bereiche der Kennlinie unabhängig vom Betriebspunkt, ohne dass die Konfiguration der Leitgitter geändert wurde.

Für eine umfassende Analyse der periodisch instationären, aerodynamischen Schaufelinteraktion wurden sowohl die Schaufeldruckverteilungen, als auch das Strömungsfeld in den axialen Schaufelzwischenräumen im Mittelschnitt der Beschaufelung für beide Clocking-Konfigurationen zeitgenau vermessen und vergleichend ausgewertet.

Aus diesen Analysen konnte mithilfe der Wellenmechanik eine einfache analytische Beschreibung der instationären Interaktion der Potentialfelder der Beschaufelung entwickelt werden. Für eine einzelne Stufe wurde mit diesem Modell die experimentell bestimmte Phasendifferenz der Druckschwankungen auf Druck- und Saugseite auf sehr einfache Weise nachgewiesen.

Damit liegt ein einfaches, analytisches Modell für die Beschreibung der komplexen Überlagerung der sich relativ zueinander bewegenden Druckfelder der Beschaufelung axialer Turbomaschinen vor, das für das physikalische Verständnis der instationären Schaufelinteraktion einen wertvollen Beitrag liefert.





# Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Einleitung</b>	<b>12</b>
1.1	Stand der Technik	13
1.1.1	Wirkungsgradverhalten bei Clocking	13
1.1.2	Einfluss von Clocking auf die instationären Schaufelkräfte	14
1.1.3	Auswirkungen der Nachlaufdele und ihrer freien Wirbel	17
1.1.4	Potentialfeld	18
1.1.5	Phasenverschiebung Nachlauf zu Potentialfeld	18
1.1.6	Ausbreitung der Druckstörungen über die Schaufeloberfläche	19
1.2	Zielstellung	21
<b>2</b>	<b>Versuchsgerät, Messtechnik und Auswertemethoden</b>	<b>22</b>
2.1	Niedergeschwindigkeits-Axialverdichter Dresden	22
2.2	Definition der Clocking-Positionen und -Konfigurationen	24
2.3	Umstaffelung des Vorleitgitters	27
2.3.1	Berechnung	27
2.3.2	Vermessung der ersten Stufe	30
2.4	Messtechnik und Auswertemethoden	31
2.4.1	Kennfeld	31
2.4.2	Fünflochsonde	32
2.4.3	Stationäre und instationäre Profildruckverteilungen und Schaufelkräfte	32
2.4.4	Oberflächenheißfilme	38
2.4.5	Hitzdrahtanemometrie	39
2.4.6	Zylindersonde	40
<b>3</b>	<b>Position der Leitschaufelnachläufe</b>	<b>49</b>
3.1	Vermessung der "Nachlaufdelempfade"	49
3.2	Ableitung von Clocking-Konfigurationen der Leitgitter	51
<b>4</b>	<b>Strömungsfeld</b>	<b>53</b>
4.1	Zu- und Abströmung der Laufschaufeln	53
4.2	Zu- und Abströmung der Leitschaufeln	66
4.2.1	Zuströmung der Leitschaufeln	66
4.2.2	Abströmung der Leitschaufeln	73
<b>5</b>	<b>Schaufelkräfte</b>	<b>79</b>
5.1	Stationäre Schaufeldruckverteilungen und -kräfte	79
5.2	Instationäre Schaufelkräfte	81
5.2.1	Instationäre Kräfte auf den Laufschaufeln	81
5.2.2	Instationäre Kräfte auf den Leitschaufeln	102
<b>6</b>	<b>Instationäre Interaktion der Schaufelreihen</b>	<b>117</b>
6.1	Ein analytisches Modell für die Schaufelinteraktion	117
6.1.1	Die Struktur der Potentialfelder	117
6.1.2	Beeinflussung der Abströmung einer Schaufelreihe	118
6.1.3	Beeinflussung der Zuströmung einer Schaufelreihe	118
6.1.4	Analytische Beschreibung der Potentialfelder	119
6.1.5	Instationäre Drücke auf den Leitschaufeln	122
6.1.6	Auswirkungen auf die instationären Kräfte der Laufschaufeln	124
6.1.7	Schwebung bei Interferenz	125
6.2	Clocking zur Beeinflussung der Schaufelkräfte	128
6.2.1	Beeinflussung der instationären Kräfte der Laufschaufeln	128
6.2.2	Beeinflussung der instationären Kräfte der Leitschaufeln	131

6.2.3	Optimierung der instationären Schaufelkräfte bei der Auslegung . . . . .	135
<b>7</b>	<b>Einfluss von Clocking auf die Kennlinie</b>	<b>136</b>
7.1	Kennlinie bei Verstellung einzelner Leitreiben . . . . .	136
7.1.1	Laufschaufeln mit Radialspalt, Leitschaufeln mit Deckband . . . . .	136
7.1.2	Lauf- und Leitschaufeln mit Radialspalt . . . . .	139
7.2	Variationen der Pumpgrenze durch Clocking . . . . .	140
7.2.1	Laufschaufeln mit Radialspalt, Leitschaufeln mit Deckband . . . . .	140
7.2.2	Lauf- und Leitschaufeln mit Radialspalt . . . . .	141
7.2.3	Schlussfolgerungen . . . . .	141
<b>8</b>	<b>Grenzschicht</b>	<b>142</b>
8.1	Grenzschicht auf Lauf- und Leitschaufeln . . . . .	142
8.2	Auswertung der Heißfilmmessungen . . . . .	142
8.3	Grenzschichtbeeinflussung durch Clocking . . . . .	143
8.3.1	Zuströmung bei Clocking . . . . .	143
8.3.2	Grenzschicht auf der Saugseite der Leitschaufeln . . . . .	145
8.3.3	Grenzschicht auf der Druckseite der Leitschaufeln . . . . .	147
<b>9</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>149</b>
9.1	Beeinflussung der instationäre Schaufeldruckkräfte . . . . .	149
9.2	Analytisches Modell zur Beschreibung der instationären Schaufelinteraktion . . . .	151
9.3	Einfluss auf die Kennlinie . . . . .	152
9.3.1	Wirkungsgrad . . . . .	152
9.3.2	Verschiebung der Pumpgrenze . . . . .	152
9.4	Grenzschichtentwicklung . . . . .	152
<b>A</b>	<b>Messebenen und Daten NGV, Aufbau 12 und 14</b>	<b>166</b>
<b>B</b>	<b>Strömungsfeld</b>	<b>169</b>
<b>C</b>	<b>Instationäre Schaufelkräfte</b>	<b>170</b>

### **Vorwort**

Die Grundlagen für diese Arbeit, in Form der experimentellen Daten und Analysen, entstanden im Rahmen des von der Deutschen Forschungsgemeinschaft geförderten Projektes “Untersuchung von instationären Effekten beim Clocking der Leitreihen am Niedergeschwindigkeits-Axialverdichter (NGV) Dresden“, während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter an der Professur für Turbomaschinen und Strahlantriebe der TU Dresden, unter der Leitung von Prof. Konrad Vogeler. Angeregt und wissenschaftlich begleitet wurde das Forschungsprojekt von Prof. Ronald Mailach.

Dank gebührt, ebenso wie ihnen, den Kollegen und der Werkstatt, sowie Huixia Jia, die alle maßgeblich zum Gelingen beitrugen.

Die eigentliche Arbeit entstand während einer zweijährigen Elternzeit, nach der Zeit an der Professur für Turbomaschinen und Strahlantriebe. Ohne die finanzielle Absicherung unserer Familie durch meine Frau und die Unterstützung meiner Eltern wäre die Niederschrift der Arbeit nicht möglich gewesen.

Zum engültigen Gelingen trugen Prof. Jürgen Weber und die phantastischen Kollegen vom Institut für Fluidtechnik der TU Dresden bei.

Danke.

## Abkürzungs- und Symbolverzeichnis

### Symbole

$\alpha$ [°]	Winkel, Absolutströmungswinkel
$\beta$ [°]	Winkel, Relativströmungswinkel
$\Delta$ [-]	Änderung, Differenz zweier Größen
$\epsilon$ [°]	Gleitwinkel
$\eta$ [-]	isentroper Verdichterwirkungsgrad
$\gamma$ [°]	Winkel zwischen $F_y$ und $F$
$\phi$ [°]	Phasenwinkel
$\pi$ [-]	Druckverhältnis, Kreiszahl
$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	Dichte
$\tau_w$ [N/mm <sup>2</sup> ]	Wandschubspannung
$\theta$ [°]	Temperatur
$\varphi$ [°]	Winkel, Umfangswinkel im Zylinderkoordinatensystem, Umfangswinkel einer Teilung
$\xi$ [-]	reduzierter Massestrom bezogen auf den reduzierten Massestrom im Auslegungspunkt des Verdichters
$\zeta$ [-]	reduzierte Drehzahl bezogen auf die reduzierte Drehzahl im Auslegungspunkt des Verdichters
$c_A$ [-]	Auftriebsbeiwert des unendlichen Flügels
$c_F$ [-]	Kraftbeiwert
$c_M$ [-]	Momentenbeiwert
$c_p$ [-]	Druckbeiwert
$c_W$ [-]	Widerstandsbeiwert des unendlichen Flügels
$c_{A0}$ [-]	Nullauftriebsbeiwert bzw. Auftriebsbeiwert des unendlichen Flügels bei zur Profilsehne paralleler Anströmung
$c_{AG}$ [-]	Auftriebsbeiwert des Gitters
$c_{WG}$ [-]	Widerstandsbeiwert des Gitters
$E_0$ [V]	Anemometerausgangsspannung ohne Anströmung
$K_\alpha$ [-]	Kalibrierfunktion für den Anströmwinkel der Quasi-Dreilochsonde
$K_{stat}$ [-]	Kalibrierfunktion für den statischen Druck der Quasi-Dreilochsonde
$K_{tot}$ [-]	Kalibrierfunktion für den Totaldruck (Gesamtdruck) der Quasi-Dreilochsonde
$p_1, p_2, p_3$ [Pa]	Messdrücke der Quasi-Dreilochsonde an den drei Winkelpositionen
$p_m$ [Pa]	aus $p_2$ und $p_3$ gemittelter Druck (Quasi-Dreilochsonde)

# INHALTSVERZEICHNIS

---

$T_{auf}$ [s]	Zeit der Messwertaufzeichnung
A [ $m^2$ ]	Fläche
A [ $V^2$ ]	Kalibrierkonstante Hitzdrahtmessung (Kingsches Gesetz)
a [m/s]	Schallgeschwindigkeit
A [V]	Kalibrierkonstante Heißfilmmessung
B [ $V^2/(\frac{s}{m})^n$ ]	Kalibrierkonstante Hitzdrahtmessung (Kingsches Gesetz)
C [ $(\frac{mm^2}{N})^{\frac{1}{3}}$ ]	Kalibrierkonstante Heißfilmmessung
c [m/s]	Absolutgeschwindigkeit
d [mm]	Schaufeldicke
E [-]	Gleitzahl
E [V]	Anemometerausgangsspannung
F [N]	Kraft; Resultierende Schaufelkraft
h [mm]	Schaufelhöhe
K [ $\frac{N \cdot K^3}{mm^2 \cdot V^5}$ ]	Kalibrierkonstante
l [mm]	Sehnenlänge des Profils, örtliche Schaufeltiefe
La [-]	Gittereinflußfunktion nach Weinig [85]
Lb/La [-]	Gittereinflußfunktion nach Weinig [85]
M [-]	Anzahl der Zeitschritte zwischen zwei Triggersignalen (bzw. während einer Umdrehung des Rotors)
M [-]	Machzahl
M [Nm]	Moment
N [-]	Anzahl der Zeitschritte während der Messwertaufzeichnung
n [-]	Kalibrierkonstante Hitzdrahtmessung (Kingsches Gesetz)
O [-]	Anzahl der Triggersignale während einer Messwertaufzeichnung
p [Pa]	Druck
QWSS [-]	Quasiwandschubspannung
r [mm]	Radius, ausgehend von der Symmetrieachse des Verdichters
S [-]	Schiefe, Skewness
T [K]	Temperatur
t [mm]	Teilung
T [s]	Zeitperiode, Blattfolgeperiode
t [s]	Zeit
Tu [-]	Turbulenzgrad

$u$ [m/s]	Umfangsgeschwindigkeit
$U$ [m]	Umfang
$U$ [V]	Spannung
$v$ [m/s]	Geschwindigkeit, allgemein; Ausbreitungsgeschwindigkeit
$w$ [m/s]	Relativgeschwindigkeit
$X$ [-]	Variable, allgemein
$x$ [mm]	Koordinate
$y$ [mm]	Koordinate
$z$ [-]	Schaufelzahl

### Abkürzungen, Indizes und Zeichen

$\infty$	(Vektorieller) Mittel aus den Werten von Zu- und Abströmung eines Gitters; ungestörter Zustand
$\langle X \rangle$	Ensemble-gemittelt
$\widehat{X}$	mittlerer Spitzenwert (bzw. gleitende Peak-Amplitude)
$\overline{X}$	zeitlich gemittelt
$\hat{X}$	Amplitude, Spitzenwert (Peak-Amplitude)
$\tilde{X}$	zeitlich variabler Anteil
$'$	Größe im Relativsystem
$*$	Auf Hauptabmessung (Axialspalt, Schaufelkanalhöhe) bezogen
0	(Bilanz-) Ebene vor der Laufreihe; ungestörter Zustand
1	(Bilanz-) Ebene zwischen Laufreihe und Leitreihe
2	(Bilanz-) Ebene hinter der Leitreihe
83	Wert für Gitter mit 83 Schaufeln
ADU	Analog-Digital-Umwandler
An	Anströmwinkel der Zylindersonde
ax	Axial-
b	Kontrollebene in der Zuströmung der Laufschaufeln
BFF	Blattfolgefrequenz
cg	Center of Gravity, Schwerpunkt
ci	Umfangs- (circumferential)
cl	Center of Lift, Druckpunkt
DFG	Deutsche Forschungsgemeinschaft
DS	Druckseite

## INHALTSVERZEICHNIS

---

dwn	stromab
dyn	dynamisch
F	resultierende Kraft
FFT	Fast-Fourier-Transformation
FS	normaler Messbereich (Full Scale)
GS	Grenzschicht
HDA	Hitzdrahtanemometer
HK	Hinterkante
i,j,k	Laufindizes
LE	Für hohe dynamische Laufschaufelkräfte in allen vier Stufen optimierte Leitgitterkonfiguration
m	Umfangsgemittelter Wert
max	maximal-
ME	Messebene
MID	Für geringe dynamische Laufschaufelkräfte in allen vier Stufen optimierte Leitgitterkonfiguration
min	minimal-
MS	Mittelschnitt
MTU	Motoren- und Turbinenunion
ND	Nachlaufdelle
ND-LE	Leitgitterkonfiguration bei der die Leitschaufelnachläufe im Auslegungspunkt auf die Vorderkanten der stromab liegenden Leitschaufeln treffen
ND-MID	Leitgitterkonfiguration bei der die Leitschaufelnachläufe im Auslegungspunkt in die Mitte zwischen die Vorderkanten der stromab liegenden Leitschaufeln treffen
NGV	Niedergeschwindigkeits-Axialverdichter
POT	Potentialstörung
Pr	mit Prandtlrohr gemessen
R	Rotor-
r	Radial-
RANS	Reynolds Averaged Navier-Stokes
REF	Referenz-Leitgitterkonfiguration
rel	Relativ
res	Resultierende...
RMS	Root Mean Square, Quadratwurzel der Streuung der Messwerte um ihren (zeitlichen oder Ensemble-) Mittelwert

## INHALTSVERZEICHNIS

---

S	Stator-
s	statisch
se	Staffelung(-swinkel) der Schaufeln
SS	Saugseite
t	total
up	stromauf
VK	Vorderkante
VLG	Vorleitgitter
x	Koordinatenrichtung
y	Koordinatenrichtung
ZS	Zylindersonde
Zy	mit Zylindersonde gemessen





## 1 Einleitung

Abnehmende Ressourcen an fossilen Brennstoffen führen zu Preissteigerungen bei der Ausbeutung derselben und damit zu immer höheren Kosten für Energie und Mobilität. Die resultierenden Emissionen an Verbrennungsprodukten und Lärm führen zu erheblichen Belastungen der Umwelt und wirken sich nachteilig auf das Klima der Erde, damit erst auf die Lebensqualität und ggf. auf die Chancen des Überlebens auf dem Planeten aus [1]. Das liegt daran, dass der Hauptteil des weltweiten Energiebedarfes aus fossilen Brennstoffen gedeckt wird. Ein erheblicher Teil dieser Brennstoffe wird in Turbomaschinen verbrannt, die v.a. als Antriebe von Flugzeugen und Schiffen sowie in Kraftwerken zur Energieumwandlung eingesetzt werden. Eine kleine Verbesserung des Wirkungsgrades führt zu erheblichen Einsparungen an Ressourcen. Grund hierfür sind sowohl die großen Leistungen, als auch die langen Betriebszeiten der Maschinen. Im Moment wird daher mit immensem Aufwand an der Steigerung von Effizienz und Leistungsdichte (nicht nur) dieser Verbrennungsmaschinen geforscht.

Die Energiewende in Deutschland soll über einen Zeitraum von vielen Jahrzehnten die gesamte Energiewirtschaft umstrukturiert werden (Informationen des BMWi [2]). Der lange Weg soll von derzeit noch fossilen Brennstoffen und der Kernenergie hin zu regenerativen Energiequellen führen. Nach der vom Bundesministerium für Wirtschaft und Energie propagierten Strategie bis 2050, spielen aber insbesondere während des Umbaus der Stromerzeugung Gas- und Dampfkraftwerken die Schlüsselrolle. Erneuerbare Energien sollen dabei im Jahr 2020 einen Anteil von 35% an der Stromerzeugung erreichen, der bis 2050 auf 80% ausgebaut werden soll. Mit dem Ausstieg aus der Kernenergie bis 2022 wird dadurch weiterhin den Primärenergieträgern Kohle, Gas und Öl die Schlüsselrolle in der Energieumwandlung zukommen.

Im Zusammenhang mit der Verringerung des Kohlendioxid-Ausstoßes führt das zu dem wichtigsten Ziel, die Gesamtwirkungsgrade der Kraftwerke deutlich zu verbessern. Das geschieht durch intensive Forschungstätigkeit auf der Ebene der Gestaltung und Optimierung der Kraftwerksprozesse bis hin zur Wirkungsgradsteigerung der beteiligten Maschinenkomponenten. Da Turbomaschinen, zumeist in axialer Bauart, in die Gasturbinen- und Gas- und Dampfturbinen-Kraftwerksprozesse integriert sind, spielt auch die Aerothermodynamik dieser Turbomaschinen die Rolle einer Schlüsseltechnologie zur Erreichung der gesteckten Ziele.

Eine einfache aerodynamische Methode, die zur Beeinflussung des Wirkungsgrades von Axialverdichtern und -turbinen oft diskutiert wird, ist das 1996 von Huber et al. [33] und Griffin et al. [25] untersuchte "Clocking" oder auch "Indexing". Clocking bzw. Indexing wird das Verfahren genannt, bei dem die Schaufelreihen einer Turbomaschine axialer Bauart in ihrer Umfangsposition relativ zueinander variiert werden. Beschrieben wurden bisher sowohl das "Stator-Clocking" als auch das "Rotor-Clocking" und das "Fully-Clocking". "Stator-Clocking" bezeichnet das auch hier untersuchte Verändern der Umfangsposition der Leitreihen, die Umfangsposition ausschließlich der Laufreihen wird beim "Rotor-Clocking" verändert, während beim "Fully-Clocking", oder vollständigem Clocking, sowohl die relative Umfangsposition der Lauf- als auch der Leitreihen verändert wird.

Verschiedene Autoren fanden in experimentellen und numerischen Untersuchungen Wirkungsgradveränderungen von maximal 0,5% bis 0,6%, oft sind die beschriebenen Änderungen aber deutlich geringer. Der höchste Wirkungsgrad wurde vermessen, wenn die Nachlaufdüsen der Leitgitter etwa auf die Vorderkanten der stromab liegenden Leitschaufeln trafen. Der geringste Wirkungsgrad wurde meist dann erreicht, wenn die Nachläufe einer Leitreihe, in Höhe der Schaufelvorderkanten der stromab liegenden Leitreihe, in der Mitte zwischen den Vorderkanten der Leitschaufeln lagen. Bei verschiedenen Untersuchungen konnte aber auch festgestellt werden, dass die Nachläufe mehr zur Druck- oder Saugseite positioniert werden mussten. Vergleichbare Untersuchungen zum Wirkungsgradverhalten bei Clocking wurden von vielen Autoren veröffentlicht.

Clocking wurde oft untersucht und diskutiert, mit dem Ziel den Wirkungsgrad zu verbessern. Dabei wurde aber auch festgestellt, dass die dynamische Anregung der Beschaukelung von der Umfangsposition der Schaufelreihen relativ zueinander abhängt und sich durch Clocking erheblich beeinflussen lässt.

Die Erhöhung der Leistungsdichte von Turbomaschinen wird durch immer höhere Druckverhält-

nisse und Stufenbelastung erreicht, was die Komponenten- und Bauteilanzahl reduziert. Das hat eine Senkung der Produktionskosten und eine Verbesserung der Leistungsdichte zur Folge. Damit müssen alle Bauteile, v.a. aber die Schaufeln auf immer höher werdende Beanspruchungen ausgelegt werden. Eine große Rolle v.a. bezüglich des Ermüdungsverhaltens spielen dabei neben Temperatur- und Geometrieinflüssen auch die dynamischen Betriebslasten. Diese werden durch die instationäre Interaktion der Schaufeldruckfelder der Lauf- und Leitreiben hervorgerufen. Diese Wechselbelastungen wirken sich zusammen mit dem Betriebsfestigkeitsverhalten von Werkstoff und konstruktiver Umsetzung der Schaufeln direkt auf die Lebensdauer der Schaufeln und damit auf Überholungsintervalle des Triebwerkes aus.

Für die Anwendung von Clocking sind gleiche Schaufelzahlen der "geclockten" Schaufelreihen erforderlich. In der Praxis ist eine solche Ausführung, abgesehen von den hinteren Stufen der Hochdruckverdichter von Industriegasturbinen, kaum zu finden. Ungleiche Schaufelzahlen werden zum Einen aufgrund der gegenseitigen Schwingungsanregung gewählt, zum Anderen ergeben sie sich in der Auslegung meist zwangsläufig aus dem Kompromiss zwischen aerodynamischer Belastung der einzelnen Schaufel und deren Versperrung des Strömungskanal. Prinzipiell kann aber eine Turbomaschine auch mit gleichen Schaufelzahlen ausgelegt werden. Außerdem hat man mit Clocking zu Forschungszwecken eine Methode, mit der man die instationäre Interaktion der Schaufelreihen untersuchen kann.

In dem von der DFG geförderten Projekt "Untersuchung von instationären Effekten beim Clocking der Leitreiben am Niedergeschwindigkeits-Axialverdichter (NGV) Dresden" wurden daher Experimente durchgeführt, die zum Ziel hatten, in einem mehrstufigen Axialverdichter zu untersuchen, wie die instationären Kräfte an der Beschaukelung, die Kennlinie des Verdichters und die Grenzschichten auf der Beschaukelung durch Clocking der Leitreiben beeinflusst werden.

Die Aufgabenstellung wurde experimentell bearbeitet und die Ergebnisse sind in der vorliegenden Arbeit dokumentiert. Jia [38] hat die Aufgabenstellung in ihrer Dissertation mit numerischen Verfahren bearbeitet. Dabei wurde der Aspekt der Grenzschichtbeeinflussung nicht mit behandelt. Ein Teil der hier vorgestellten experimentellen Ergebnisse diente in der Arbeit von Jia zur Verifizierung der numerischen Simulationen. Es konnte dabei gezeigt werden, dass die wichtigen Effekte bei der instationären Interaktion der Schaufelreihen von numerischen Simulationen qualitativ richtig erfasst werden, so dass man alle Fragestellungen auch sehr effizient mit numerischen Simulationen bearbeiten kann.

## 1.1 Stand der Technik

### 1.1.1 Wirkungsgradverhalten bei Clocking

Gerade bei Untersuchungen zu Wirkungsgradänderungen wird auch oft die Konfiguration der in ihrer Umfangslage verstellten Schaufelreihen dadurch gekennzeichnet, dass die Positionen der Nachläufe relativ zu den Vorderkanten der gleichen Schaufelreihe in der nächsten stromab liegenden Stufe in bestimmte Positionen zueinander gebracht werden. Das Wirkungsgradverhalten an einem Hochgeschwindigkeitsaxialverdichter untersuchten Dorney et al. [13] experimentell und mit numerischen Verfahren [14]. Dabei wurde die Positionen der Nachlaufdüsen für die entsprechende Wirkungsgradveränderung, wie sie von Griffin et al. [25] und Huber et al. [33] gefunden wurden, bestätigt. Dorney et al. fanden bei einem 1,5-stufigen Hochgeschwindigkeitsaxialverdichter ebenfalls eine Wirkungsgradvariation von 0,6% bis 0,7%.

Die von Barankiewicz und Hathaway [7] vermessenen Änderungen des Wirkungsgrades durch Clocking der Leitreiben eines vierstufigen Niedergeschwindigkeits-Verdichter mit Vorleitgitter sind aber äußerst gering. Die Änderung zwischen größtem und kleinstem Wirkungsgrad betrug 0.2% und liegt nach Aussage der Verfasser in der Größenordnung der Unterschiede, die bei der Montage des Verdichters entstehen. Das Ergebnis steht in starkem Kontrast zu den 5 % bis 10 % Änderung des Totaldruckverlustes der dritten Leitreihe. Als mögliche Ursache wird angegeben, dass die Leitschaufelnachläufe der ersten zwei Stufen und des Vorleitgitters nach dem Durchgang durch die stromab liegende Laufreihe sehr stark ausgemischt sind. Es wird aber trotzdem aus dem Mittelwert vieler Versuchswiederholungen auf Clocking-Konfigurationen geschlossen, bei denen der Wirkungsgrad maximal bzw. minimal wird. Es wird auch die Schlussfolgerung getroffen, das

das Ergebnis durch die variierende Umlenkung bei Betriebspunktänderungen nur für einen ganz bestimmten Betriebspunkt Gültigkeit besitzt.

An einer dreistufigen Niederdruckturbine untersuchten Arnone et al. das Wirkungsgradverhalten bei Clocking experimentell [5] und konnten Konfigurationen mit signifikanten Wirkungsgradänderungen finden. Ebenfalls mit numerischen Verfahren untersuchten die Autoren eine 1,5-stufige Niederdruckturbine [4]. Bei beiden Untersuchungen fanden sie einen hohen Wirkungsgrad, wenn die Leitschaufelnachläufe auf die Vorderkanten der stromab liegenden Leitreihe trafen. Auch wurde eine Änderung der instationären Druckschwankungen, abhängig von der Clocking-Konfiguration registriert. Das Verhalten der Druckschwankungen an der Leitschaufelvorderkante, wo besonders hohe Druckfluktuationen auftraten, unterschied sich vom Rest der Schaufeloberfläche.

Tiedemann und Kost [82] untersuchten das Strömungsfeld einer einstufigen Turbine auf mögliche Anwendbarkeit von Clocking. Die Autoren fanden, dass die Nachläufe der Leitreihe stromab der Laufreihe zu geringeren Turbulenzgraden und einer verringerten Inzidenz führen. Das würde sich sowohl auf die stationäre Anströmung, als auch auf die Grenzschichtentwicklung der folgenden Leitreihe positiv auswirken.

Ji et al. [36], [37] beschreiben “Edge-Matching“ als eine Methode, die Beschaukelung von axialen Turbomaschinen über die Schaufelhöhe dreidimensional für Clocking zu optimieren. Ihr Ziel dabei ist, den Wirkungsgrad zu verbessern. Die Bedingungen für maximale Wirkungsgradvariationen sind, dass die Nachläufe einer Leitreihe die Vorderkante der stromab liegenden Leitreihe treffen. Das kann meist nur für einen Schnitt in der Schaufelhöhe garantiert werden. Die Autoren können aber zeigen, dass durchaus praxistaugliche Stapelachsen der Beschaukelungen entstehen, wenn Vorderkante und Hinterkante mit dem Ziel gestaltet werden, dass diese Bedingung über nahezu die gesamte Schaufelhöhe gilt.

Umfangreiche Untersuchungen zum Verhalten der Verluste, der instationären Grenzschicht und Ablöseblasen am zweiten Stator einer 1,5-stufigen Niederdruckturbine wurden von Heinke [27] und König [44] durchgeführt. Sie beschreiben, dass sich mit Clocking der Leitreihen für einen maximalen Wirkungsgrad (Schaufelnachläufe treffen die Vorderkanten) sowohl der (stationäre) Abströmwinkel, als auch die Turbulenzproduktion und damit auch vorhandene Ablöseblasen auf der Beschaukelung positiv beeinflussen lassen. Den Hauptanteil an der Wirkungsgradverbesserung finden sie in der Verringerung des Profilverlustes.

### 1.1.2 Einfluss von Clocking auf die instationären Schaufelkräfte

Clocking hat einen erheblichen Effekt auf die instationären Schaufelkräfte. Das stellten Dorney et al. [13] fest. Bei der Clocking-Konfiguration des höchsten Wirkungsgrades traten die “größten Schwankungen“ auf.

Gallus et al. [22] diskutieren experimentelle Untersuchungen der instationären Durchströmung einer Axialverdichterstufe.

Ausgehend von den dort dokumentierten Arbeiten veröffentlichten Gallus und Lambertz [21] eine sehr umfangreiche Arbeit zur Reduzierung von Schaufelschwingungen infolge instationärer Schaufeldruckverteilungen. In dieser Arbeit wird am Schluss auf verschiedene Aspekte eingegangen, die für die hier vorliegende Arbeit von Bedeutung sind.

Bei der Positionierung der umgebenden Leitgitter in verschiedene Umfangspositionen relativ zueinander wurde eine erhebliche Auswirkung auf die dynamischen Schaufelkräfte der zwischen ihnen befindlichen Laufreihe vermessen. Es wird allerdings versucht, diesen Effekt mit der Position der Nachlaufdellen des ersten Leitgitters relativ zum stromab liegenden Leitgitter zu korrelieren. Nach dem von Lienhart [52] beschriebenen Verfahren berechneten die Autoren den Einfluss der Axialabstände der Gitter auf die instationären Schaufelkräfte. Leider wurden die Ergebnisse nur für das stromab liegende Leitgitter mit experimentellen Ergebnissen verglichen. Diese deuten insbesondere für größere Axialabstände darauf hin, dass die Nachlaufstörungen deutlich weniger stark abklingen, als es die dem Berechnungsverfahren zugrundeliegende Theorie wiedergibt.

Lienhart selbst beschreibt ein sehr aufwändiges zweidimensionales und inkompressibles, zeitgenaues, potentialtheoretisches Berechnungsverfahren für Gitterströmungen und die dabei entstehenden instationären Schaufelkräfte. Der Autor hatte in der abschließenden Diskussion

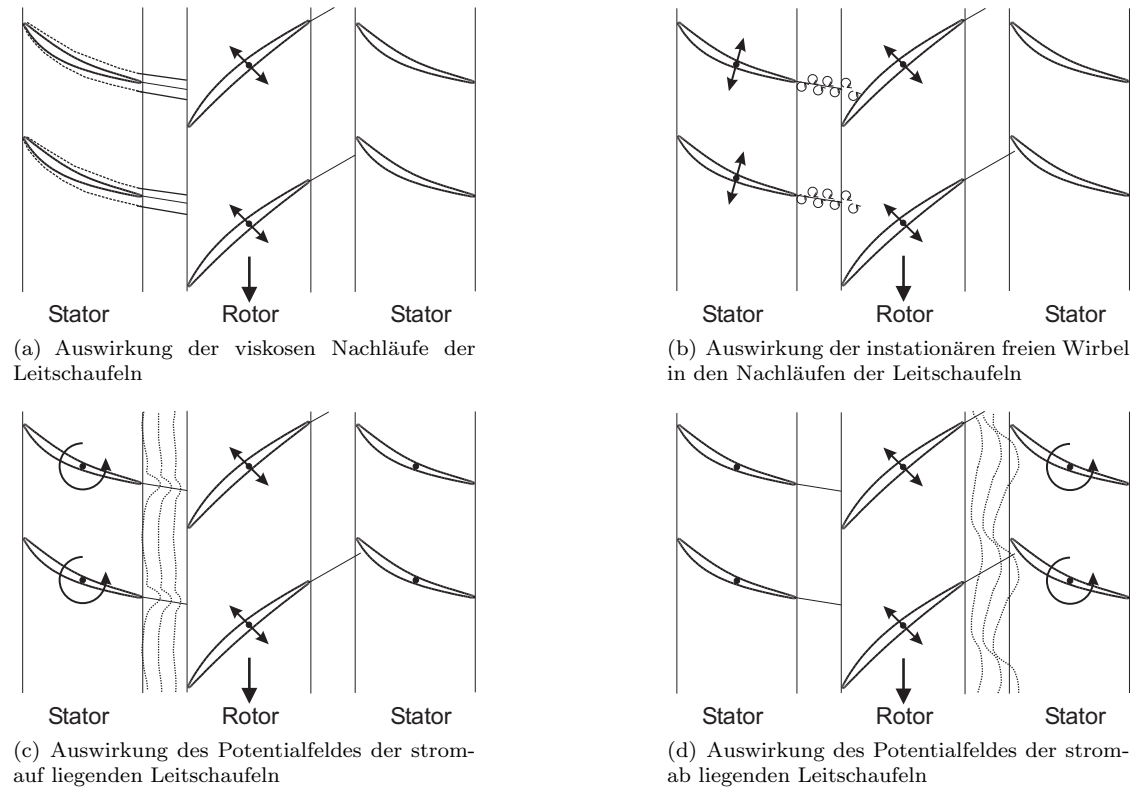
seiner Arbeit angedeutet, dass die für eine Verdichterstufe mit 10 % Axialabstand berechnete Potentialwirkung der Leitschaufelreihe auf die stromauf liegende Laufschaufelreihe um ein Vielfaches höhere dynamische Schaufelkräfte hervorruft, als es die Laufschaufelnachlaufdellen auf den Leitschaufeln tun. Für diesen Fall gibt Lienhart die Schaufelkraftamplitude infolge der stromauf wirkenden Potentialwirkung als 4,5mal höher an als die durch die Nachlaufstörung verursachte Schaufelkraftamplitude. Dieses Ergebnis deckt sich qualitativ mit den Aussagen von Lotz [54].

Ein weiterer interessanter Aspekt ist der Effekt des Schaufelzahlverhältnisses. Gallus und Lambertz diskutieren die Ergebnisse der theoretischen Untersuchungen von Hort [30], Lotz [54], Naguib [70], Ispas und Lücking [34] und Henderson [28] sowie den Vergleich mit den Experimenten von Grollius [26]. Demnach ist der Stimulus (Amplitude der instationären Schaufelkraft bezogen auf ihren zeitlichen Mittelwert) für ein Schaufelzahlverhältnis  $z_R/z_S = 1$  minimal. Das bedeutet, dass gleiche Schaufelzahlen in Lauf- und Leitgitter die geringsten Stimuli der Schaufelanregung der Laufschaufeln durch die periodisch instationären Druckfluktuationen zur Folge haben. Der Stimulus der Leitschaufeln erreicht bei  $z_R/z_S = 1$  ein Maximum, ist aber deutlich geringer als auf den Laufschaufeln.

Hsu und Wo [32] trennten klar die Effekte der Nachlaufdellen und Potentialfelder einer stromauf liegenden Schaufelreihe von den Effekten, die von dem Potentialfeld der stromab liegenden Schaufelreihe auf die von beiden eingeschlossene Schaufelreihe wirken. Die Autoren stellten dabei unter anderem auch fest, dass sich die Position der Schaufeln für eine geringe dynamische Belastung der Leitschaufeln zwar mit verändertem Axialspalt deutlich ändert, aber für verschiedene Betriebspunkte fast gleich ist.

Benini und Toffolo ([8] und [9]) nutzten einen evolutionären Algorithmus, um durch eine Variation von Umfangs- und Axialpositionen der einzelnen Schaufelreihen in einem zweistufigen Verdichter die dynamischen Schaufelkräfte an den Leitschaufeln der zweiten Stufe zu minimieren. Die Untersuchungen erfolgten mit numerischen Methoden. Dabei wurde auch gefunden, dass der Wirkungsgrad sich nicht nennenswert ändert, während die dynamischen Kräfte an der Beschaukelung erheblich beeinflusst werden können.

Nach Gliebe [23] kann man die instationäre Interaktion der Schaufelreihen für den zweidimensionalen Fall nach den Abbildungen 1.1 charakterisieren. Die Effekte werden am Beispiel einer Laufschaufel diskutiert, sind aber genauso auch für eine Leitschaufel gültig. Die Ursachen der dynamischen Schaufelkräfte, sowohl an einer Leitschaufel als auch an einer Laufschaufel sind das Druckfeld und der viskose Nachlauf jeder anderen Schaufel und auch der betrachteten Schaufel selbst.



**Abbildung 1.1** – Zweidimensionale Beeinflussung der instationären Kräfte an den Laufschaufeln

Die instationäre Zuströmung der Laufschaufel wird durch die viskosen Nachläufe dominiert, die durch die Leitschaufelgrenzschichten hervorgerufen werden (Abbildung 1.1(a)). Diese sind durch ein Defizit der Absolutgeschwindigkeit charakterisiert, das durch Vektoraddition von Absolut- und Umfangsgeschwindigkeit eine Inzidenzerhöhung an der Laufschaufel zur Folge hat.

Ein weiterer Effekt innerhalb des Nachlaufes sind die freien Wirbel, die zum einen durch die Scherschicht des Nachlaufes, zum anderen durch die periodisch instationäre Zirkulationsänderung der Leitschaufel aufgrund ihrer eigenen dynamischen Anregung hervorgerufen werden (Abbildung 1.1(b)). Diese Wirbel beinhalten also drehzahlperiodische und stochastische Anteile.

Die Zuströmung der Laufschaufel wird weiterhin durch das Potentialfeld der stromauf liegenden Leitschaufel, also deren hinteren Staupunkt, beeinflusst (Abbildung 1.1(c)).

Die Abströmung der Laufschaufel wird direkt nur durch das Potentialfeld der stromab liegenden Leitschaufel beeinflusst. Das wird durch die sehr nahe beieinander liegenden Effekte des vorderen Staupunktes und des Druckminimums (i.d.R. auf der Saugseite) charakterisiert. Durch diese Effekte ergibt sich auch eine charakteristische Umfangsverteilung des relativen Strömungswinkels und aller anderen Strömungsparameter.

Auch Gliebe [23] charakterisiert die Stärke des Einflusses der einzelnen Interaktionsmechanismen so, dass für die instationären Kräfte der Laufschaufel die dominierenden Effekte die:

- des viskosen Nachlaufes von stromauf (Abbildung 1.1(a)) und
- des Potentialfeldes von stromab (Abbildung 1.1(d))

sind.

Von untergeordneter Bedeutung (etwa eine Größenordnung geringer in der Auswirkung) sind die Wirkungen:

- der instationären Wirbelschicht von stromauf (Abbildung 1.1(b)) und
- des Potentialfeldes von stromauf (Abbildung 1.1(c)).

Die Interaktionsmechanismen, hier am Beispiel der Laufschaufeln charakterisiert, sind ebenso für die Leitschaufeln gültig.

### 1.1.3 Auswirkungen der Nachlaufdelle und ihrer freien Wirbel

#### 1.1.3.1 Auswirkungen auf die instationäre Druckverteilung

Äußerst umfangreiche Untersuchungen wurden seit den 1930er Jahren zum Thema der Einwirkung von Böen auf die instationäre Druckverteilung von Einzelprofilen durchgeführt. Ausgehend von der Aeroelastik (von Karman und Sears [40], Küssner [46] und Theodorsen [81]) wurden Modelle für die Anwendung an Flügelschnitten, Flügeln und schließlich auch in Schaufelkaskaden entwickelt, mit denen die instationäre Zuströmung abgebildet und ihre Auswirkungen auf die periodisch instationäre Druckverteilung und die daraus resultierenden Schaufelkräfte berechnet werden konnten. Theoretische Arbeiten zu Berechnungen mit potentialtheoretischen Modellen führten z. B. Kemp und Sears [41], [42] und Meyer [64] durch. Diese theoretischen Modelle wurden mit vielen Experimenten verifiziert. Eine sehr ausführliche Zusammenfassung und Erläuterung dieser und anderer Arbeiten wird durch Zierke [86] vorgenommen. Die Grundlage für alle diese Untersuchungen ist die Potentialtheorie. Die potentialtheoretischen Modelle wurden mit Modellierungen für die viskosen Nachläufe ausgestattet.

Diese Art der Berechnung der Strömungsfelder wurde von der Einführung der numerischen Berechnung der Reynolds-gemittelten Navier-Stokesschen Gleichungen abgelöst.

Durali und Kerrebrock [16] leiten aus ihren Messungen ab, dass die Inzidenzänderung an den Leitschaufeln durch die Laufschaufelnachlaufdelle für die instationären Schaufelkräfte an den Leitschaufeln verantwortlich ist. Die Beeinflussung der instationären Leitschaufelkräfte durch die konvektiv durch die Statorpassage transportierten Laufschaufelnachläufe ist dabei eine Größenordnung geringer als durch die Inzidenzänderung. Das wurde durch Messungen am NGV Dresden auch durch Mailach und Vogeler [61] bestätigt.

Von besonderem Interesse ist, neben den Auswirkungen der instationären Zuströmung auf die Druckverteilung, ihr Einfluss auf die Grenzschichtentwicklung.

#### 1.1.3.2 Auswirkungen auf die instationäre Grenzschichtentwicklung

Die Grenzschicht trägt zum einen zu den Verlusten bei, zum anderen wird die Form der Nachlaufdelle und damit der Grad der instationären Störung der Zuströmung der nächsten Schaufelreihe durch sie mitbestimmt.

Hierbei wurde gefunden, dass die instationären Änderungen der Druckverteilung eher geringen Einfluss auf die Grenzschichtentwicklung haben. Der maßgebliche Effekt sind die zerschnittenen Nachlaufwirbel, die von Lefcort [50] als “negative-jet-effect“ modelliert wurden.

Von allen im vorherigen Kapitel diskutierten Effekten hat der viskose Nachlauf mit seiner Wirbelschicht den dominierenden Einfluss auf die instationäre Grenzschichtentwicklung der Schaufel. Mailach und Vogeler [61] zeigten, dass die instationären Nachlaufsegmente (vergleichbar dem “negative jet“) bei ihrer konvektiven Bewegung über die Schaufeloberfläche in der instationären Druckverteilung nur eine kaum erkennbare Spur im ensemble-gemittelten RMS-Wert hinterlassen. Sie konnten auch zeigen, dass die instationäre Grenzschichtentwicklung und die instationäre Druckverteilung nahezu unabhängig voneinander sind. Die Grenzschichtentwicklung wird also maßgeblich durch die stationäre Druckverteilung und den Turbulenzgrad in der Zuströmung beeinflusst.

Umfangreiche Untersuchungen zum Verhalten der instationären Grenzschicht und Ablöseblasen beim Clocking der Leitreiben wurden am zweiten Stator einer 1,5-stufigen Niederdruckturbine von Heinke [27] und König [44] durchgeführt. Diese Untersuchungen ergaben keinen nennenswerten Einfluss auf die Lage des Transitionsbereiches. Die Wirkungsgradänderungen führen die Autoren auf den Einfluss von Clocking auf eine saugseitige Ablöseblase und Strömungswinkelvariationen zurück.

#### 1.1.4 Potentialfeld

Erste Untersuchungen zum Einfluss des Potentialfeldes auf stromauf liegende Profile wurden von Söhngen [80] veröffentlicht. Söhngen untersuchte mit potentialtheoretischen Modellen instationäre Effekte an einer gegenläufigen Luftschraube mit zwei mal drei Blättern. Dabei betrachtete er an einem Schnitt bei 70 % des Luftschraubenradius den Einfluss des Potentialfeldes und der Nachlaufströmung auf den zeitlichen Verlauf des Auftriebsbeiwertes des stromab liegenden Luftschraubenschnittes. Genauso betrachtete er auch die zeitliche Änderung des Auftriebsbeiwertes des stromauf liegenden Luftschraubenschnittes. Die Rechnungen wurden für drei Axialabstände der Luftschrauben (15 %, 20 % und 30 % der Blatttiefe) durchgeführt. Die langwelligen Schwankungen der Auftriebsbeiwerte durch die Potentialfelder waren zwischen stromab- und stromauf liegendem Luftschraubenschnitt vergleichbar stark. Eine im Vergleich dazu impulsartige Änderung des Auftriebsbeiwertes des stromab liegenden Schnittes wurde durch den potentialtheoretisch modellierten auftretenden Nachlauf des stromauf liegenden Luftschraubenschnittes verursacht. Dabei war die Amplitude der durch die Nachlaufstörung verursachten Schwankungen des Auftriebsbeiwertes vergleichbar der Schwankungen, die durch das Potentialfeld bei 20 % Axialabstand verursacht wurden. Durch die impulsartige Charakteristik der Nachlaufstörung beinhaltet diese aufgrund der geringen Schaufelzahl auch erheblich geringere Energie als die Potentialstörung.

Auch in dem von Lienhart veröffentlichten Bericht [52] zeigt der Autor für den Fall einer Verdichterstufe, dass die Potentialfelder der Schaufeln der Leitreihe eine erhebliche Auswirkung auf die dynamischen Kräfte an den Laufschaufeln haben. Näheres dazu wurde bereits in Abschnitt 1.1.2 erläutert.

Ispas und Lücking [34] untersuchten, ausgehend von den bei Lienhart entwickelten Methoden, mit potentialtheoretischen Berechnungen das instationäre, ebene, inkompressible und reibungsfreie Strömungsfeld einer Verdichtergitterstufe (Rotor-Stator-Anordnung) und den Einfluss der Gitter auf die instationären Kräfte des jeweils anderen Gitters. Dabei wird nur der Einfluss der Potentialfelder untersucht. Die Autoren kommen zu dem Ergebnis, dass die Wirkung des Potentialfeldes der Leitreihe auf die stromauf liegende Laufreihe erheblich größer ist als die Wirkung des Potentialfeldes der Laufreihe auf die stromab liegende Leitreihe. Sie beschreiben auch die exponentielle Abnahme der Wirkung mit zunehmendem Axialabstand und dass, bei sonst unveränderten Randbedingungen, ein Schaufelzahlverhältnis von eins zu den geringsten dynamischen Kräften auf den Laufschaufeln führt. Die dynamischen Kräfte auf den Leitschaufeln sind dann am größten. Allerdings ist die Änderung der Kraftamplitude auf den Leitschaufeln im Vergleich zu der auf den Laufschaufeln sehr gering. Der Vergleich mit den experimentellen Ergebnisse von Gallus et al. [22] zeigt eine sehr gute Übereinstimmung.

Eine weiter Veröffentlichung, die die erhebliche Bedeutung des Potentialfeldes und dessen Stromaufwirkung bzw. die Ausbreitung der Störungen im Verdichter selbst über mehrere Schaufelreihen hinweg belegt, wurde von Niehuis et al. [71] erarbeitet. Die Autoren kamen durch Strömungsfeldmessungen in einem dreistufigen Hochgeschwindigkeitsverdichter zu dem Ergebnis, dass das Potentialfeld der letzten Laufschaufelreihe selbst im Vorleitgitter am Verdichtereintritt noch messbare Druckamplituden verursacht. Das Potentialfeld einer Laufreihe zeigt an der Hinterkante der nächsten stromauf liegende Leitreihe Druckschwankungen in der gleichen Größenordnung wie an der Vorderkante der nächsten stromab liegende Leitreihe. Dabei klingen die Auswirkungen des Potentialfeldes im weiteren Verlauf stromauf deutlich schneller ab als die Auswirkungen stromab.

#### 1.1.5 Phasenverschiebung Nachlauf zu Potentialfeld

Man kann also feststellen, dass an der Vorderkante jeder Schaufel eines Gitters von den stromauf liegenden Schaufelreihen eine periodisch instationäre Zuströmung aufgeprägt wird. Die instationäre Abströmung desselben Gitters wird durch die stromab liegenden Schaufelreihen ebenfalls periodisch beeinflusst.

Hsu und Wo [32] untersuchten experimentell an einer Rotor-Stator-Rotor-Kombination den Einfluss des Potentialfeldes sowohl der stromab, als auch der stromauf liegenden Laufreihe auf die



dazwischenliegende Leitreihe. Die Positionierung der beiden Laufreihen in Umfangsrichtung hat einen erheblichen Einfluss auf die instationären Schaufelkräfte der Leitreihe. Die Autoren fanden eine Verringerung der instationären Schaufelkraft um 60 %. Die Aussage der Autoren, dass die Potentialwirkung einer Schaufelreihe auf die stromab liegende Schaufelreihe vernachlässigt werden kann, steht im Widerspruch zu allen anderen Erkenntnissen, die z.T. auch hier schon diskutiert wurden.

Lee und Feng [49] untersuchten mit numerischen Methoden ausgehend von den Experimenten von Hsu und Wo [32] detailliert die Einflüsse der Potential- und Nachlaufstörungen auf die instationären Schaufelkräfte beim Clocking der Laufreihen. Dazu betrachteten sie jeweils die isolierte Rotor-Stator- als auch Stator-Rotor-Kombination sowie die Rotor-Stator-Rotor-Konfiguration bei verschiedenen Axialspaltweiten. Die Untersuchungen bei verschiedenen Axialspaltweiten (10 %, 20 % und 30 % Schaufelsehnenlänge) ergaben keine Änderungen der instationären Schaufelkräfte durch die Nachlaufwechselwirkung. Die Auswirkung des Potentialfeldes schwächte sich mit zunehmender Axialspaltweite erheblich ab.

Über die wichtigsten Mechanismen der instationären Interaktion der Schaufelreihen berichtet Glibe [23]. Ausgehend von seiner Systematisierung werden die hier gefundenen Erkenntnisse im Kapitel 6 auf Seite 117, in den Abschnitten 6.2.1 und 6.2.2 ab Seite 128 ergänzt.

### 1.1.6 Ausbreitung der Druckstörungen über die Schaufeloberfläche

Die dynamische Anregung der Schaufeln resultiert aus der instationären Druckverteilung auf den Schaufeln. Um mittels Clocking gezielt die dynamische Anregung der Schaufeln beeinflussen zu können, müssen also die Druckstörungen der stromauf liegenden Schaufelreihe relativ zur stromab liegenden Schaufelreihe in ihrer Umfangsposition verschoben werden. Es überlagert sich demzufolge eine periodische Druckstörung, die sich stromab über die Schaufel ausbreitet, mit einer Druckstörung, die sich stromauf über die Schaufel ausbreitet.

Um die Überlagerung richtig zu verstehen, ist also die Kenntnis der Ausbreitungsgeschwindigkeit erforderlich. Das erscheint trivial, aber die bisherige Literatur birgt eine Vielzahl von Möglichkeiten. In Abschnitt 1.1.3.2 wurde schon auf die Untersuchungen von Mailach und Vogeler [60] und [61] eingegangen. Die instationäre Druckverteilung kann demzufolge nicht mit den Nachlaufstörungen in Verbindung gebracht werden, die sich konvektiv mit der Geschwindigkeit der umgebenden Strömung über die Schaufeloberfläche bewegen (siehe auch Mailach [56]). Mailach et al. [75] sowie Mailach [57] kamen sogar zu dem Ergebnis, dass sich die gesamte Druckverteilung entlang der Schaufeln nahezu gleichzeitig ändert. Das ist sowohl auf der Druckseite, als auch auf der Saugseite gleichermaßen zu beobachten. Zwischen Druck- und Saugseite treten dabei Phasenwinkel von  $90^\circ$  bis  $120^\circ$  auf.

Das Verhalten wird durch die Untersuchungen von Commerford und Carta [12] bestätigt. Bei der theoretischen und experimentellen Untersuchung nach der Theorie von Sears [79] zu dem Ergebnis, dass sich nach der Theorie von Sears [79] bei einer periodischen Zuström winkelschwankung keine über die Profilkontur fortschreitende Druckwelle ausbreitet. "Entgegen der Intuition erfolgt die Druckänderung zeitgleich entlang der gesamten Schaufeltiefe." Dieses Ergebnis der theoretischen Betrachtungen von Sears wird von Commerford und Carta experimentell bestätigt. Die periodisch instationäre Zuströmung wurde durch einen periodisch schwankenden Zylindernachlauf realisiert. Ispas und Lücking [34] zeigen die berechneten Daten der Druckschwankungen für mehrere Positionen auf Saug- und Druckseite sowohl des stromauf als auch des stromab liegenden Gitters. Die Druckschwankungen auf den Laufschaufeln klingen von der stärksten Erregung durch die Leitschaufelpotentialfelder an der Hinterkante zur Vorderkante hin ab, während die Druckschwankungen auf den Leitschaufeln von der stärksten Erregung durch die Laufschaufelnachläufe von der Vorderkante zur Hinterkante hin abklingen. Die Ergebnisse stehen für geringe Umfangsmachzahlen in guter Übereinstimmung mit den Experimenten von Gallus et al. [22].

Leider diskutieren Ispas und Lücking die Ausbreitungsgeschwindigkeiten der Druckstörungen bzw. Phasengeschwindigkeiten der Harmonischen nicht. Das gleiche Fallbeispiel wird auch bei Gallus et al. vorgestellt. Berechnet man aus den Darstellungen und Daten Ausbreitungsgeschwindigkeiten, liegen diese deutlich über der örtlichen Schallgeschwindigkeit für die Saugseite der Laufschaufel

und gehen gegen unendlich auf dessen Druckseite. Das bedeutet, sie treten dort zeitgleich entlang der Schaufeltiefe auf. Die Laufschaufeln werden ausschließlich durch das Potentialfeld der Leitschaufeln beeinflusst. Dreidimensionale Effekte gibt es in der ebenen Rechnung nicht. Die Druckschwankungen auf dem durch die Laufschaufelnachläufe beeinflussten Leitgitter erfolgen phasengleich für alle Positionen auf der Druckseite bzw. Saugseite. Zwischen den Verläufen an der gleichen Sehnenposition auf Druck und Saugseite beträgt der Phasenwinkel etwa  $180^\circ$ .

Einen Phasenwinkel von  $180^\circ$  findet man typischerweise auch bei oszillierenden Einzelprofilen, wie es beispielsweise von Satyanarayana und Davis [6] experimentell untersucht haben. Die Ergebnisse stimmen mit den nach den theoretischen Betrachtungen von Sears berechneten Daten überein. Die Ergebnisse sind durchweg für inkompressible Strömungen durchgeführt worden, wobei aber die Frequenzen der Oszillationen die Berücksichtigung der Kompressibilität erfordern.

Fujita und Kovasznay [20] untersuchten den instationären Auftrieb eines Profils bei der Beeinflussung der Zuströmung durch den Nachlauf eines querangeströmten Zylinders. Die Ergebnisse verglichen sie für verschiedene Anströmwinkel des Profils mit den Ergebnissen, die sie mit Hilfe der Theorie der dünnen Profile nach Meyer [64] mit der Sears-Funktion errechnet hatten. Dabei treten aber ebenfalls die Druckänderungen gleichzeitig entlang der Schaufeltiefe auf.

Nach Commerfort und Carta [12] zeigt Adamczyk [3] für kompressible Strömungen, dass Störungen in Strömungsrichtung (stromab) sich mit einer Geschwindigkeit  $v_{down} = a + c_\infty$  und entgegen der Strömungsrichtung (stromauf) mit der Geschwindigkeit  $v_{up} = a - c_\infty$  im Absolutsystem ausbreitet.

Sowohl Pieper [74] und Hoynacki [31] geben in ihrer Arbeit die instationäre Druckverteilung im Mittelschnitt des Vorleitrades an, so dass die Ausbreitungsgeschwindigkeit in stromaufwärtige Richtung bestimmt werden kann. Die Ausbreitungsgeschwindigkeit relativ zur Schaufeloberfläche der Vorleitschaufel liegt mit einigen Unsicherheiten etwa bei der örtlichen Schallgeschwindigkeit abzüglich der lokalen Strömungsgeschwindigkeit. Damit bestätigen diese Ergebnisse den von Adamczyk angegebenen Zusammenhang.

Das macht deutlich, dass man die tatsächliche Ausbreitungsgeschwindigkeit einer Druckstörung in der Turbomaschine nur mit hohem Aufwand bestimmen kann.

Fabian [18] führte in einem transsonischen Gitterwindkanal Experimente zur Beeinflussung der instationären Druckverteilung an einer Leitschaufel durch. Dabei wurden die instationären Störungen durch periodische Wirbelablösung an querangeströmten Zylindern realisiert. Die Zylinder waren jeweils stromauf und stromab des vermessenen Gitters angebracht. Die Messergebnisse bestätigen, dass:

- die durch stromab liegende, periodisch instationäre Potentialfelder erzeugten Störungen sich stromauf ausbreiten,
- die Potentialfelder Druckschwankungen von gleicher Intensität auf der Beschaukelung hervorrufen wie die von stromauf erzeugten viskosen Nachläufen und
- die Ausbreitung der Druckstörung in Richtung stromab und stromauf mit Schallgeschwindigkeit relativ zur umgebenden Strömung erfolgt (stromauf mit  $v_{up} = a - c_\infty$  sowie stromab mit  $v_{down} = a + c_\infty$ ).

Dabei wird eine Druckstörung in der Zuströmung einer Schaufelreihe sowohl durch die Druckänderung (durch den Staupunkt) als auch die Inzidenzänderung (durch das Geschwindigkeitsdefizit) der Nachlaufströmung der stromauf liegenden, sich relativ zu ihr bewegenden Schaufelreihe (hier simuliert durch Zylinder) hervorgerufen. Diese beiden Effekte treten sowohl zeitgleich als auch räumlich am selben Ort auf. Durali und Kerrebrock [16] untersuchten den Einfluss der Laufschaufelnachläufe auf die instationären Kräfte und Druckverteilung der Leitschaufeln in einem transsonischen Verdichter. Sie stellen unter anderem fest, dass:

- die instationäre Druckänderung entlang der Sehne nahezu keinen Unterschied im Phasenwinkel aufweist,
- für die instationäre Druckänderung nur die Inzidenzänderung der Zuströmung und nicht die lokale Geschwindigkeitsänderung beim Durchgang des Nachlaufes durch die Leitgitterpassage eine Rolle spielt,

- die instationären Änderungen der Schaufelkräfte bis zu 25 % der stationären Schaufelkraft betragen und
- die gefundenen Zusammenhänge zwischen Phasenwinkel und Amplitude der instationären Schaufelkräfte mit der Rotornachlaufströmung von den bisherigen zweidimensionalen Modellen nicht wiedergegeben werden können.

Eine Möglichkeit, die Funktionsweise der beschriebenen Störungsausbreitung zu analysieren und zu bestätigen liegt im Clocking. Mailach [57] erläutert einen Ansatz zur Identifikation des Einflusses der Leitgitter jeder Stufe des NGV Dresden auf den instationären Druckverlauf auf der Saugseite einer Laufschaufel der dritten Stufe. Man hat also mit Clocking eine Methode zur Identifikation der Auswirkung von sich relativ zueinander bewegenden Schaufelreihen auf deren Druckverteilung.

### 1.2 Zielstellung

Ausgehend von diesen Erkenntnissen sollten im NGV Dresden, als einem typischen 4 1/2-stufigen Axialverdichter Untersuchungen durchgeführt werden, die Antworten auf folgende Fragen geben:

- Einfluss von Clocking auf die instationären Erregerkräfte der Beschaufelung
  - In welchem Maße lassen sich durch Clocking der Leitreihen die instationären Erregerkräfte an einzelnen Lauf- und Leitschaufeln beeinflussen?
  - Ist es möglich, die instationären Erregerkräfte für alle Stufen zu minimieren bzw. zu maximieren?
  - Sind die aus der Optimierung der instationären Erregerkräfte gefundenen Konfigurationen nur für einen Betriebspunkt gültig oder sogar über einen gewissen Betriebsbereich?
  - Welche Effekte sind für die Beeinflussung von Bedeutung?
  - Welches Potential birgt die Methode?
- Zum Einfluss von Clocking auf das Kennfeldverhalten:
  - Welchen Einfluss hat Clocking auf das Kennfeldverhalten?
  - Welche Rolle spielen dabei die Schaufelgrenzschichten?
  - Wie abhängig ist die Kennfeldbeeinflussung vom Betriebspunkt?

## 2 Versuchsgesät, Messtechnik und Auswertemethoden

### 2.1 Niedergeschwindigkeits-Axialverdichter Dresden

Die experimentellen Untersuchungen zum Clocking der Leitreihen wurden am Niedergeschwindigkeits-Axialverdichter (NGV) der TU Dresden durchgeführt. Der modular aufgebaute Verdichter besteht aus einem Vorleitrad und vier Repetierstufen. Die vertikale Aufstellung des Verdichters gewährleistet eine symmetrische Eintrittsströmung und die Einhaltung konstanter Radialspalte. Als besonderes Merkmal besitzt er Sondendurchführungen an festen Umfangspositionen. Die Leitgitter sind kollektiv in ihrer Umfangslage verstellbar und gewährleisten so die Vermessung der Strömungsfelder. Durch diese Eigenart ist es möglich, jedes Leitgitter von der Verstellung zu entkoppeln und beliebige Clocking-Konfigurationen aller Leitgitter sehr präzise und reproduzierbar einzustellen. Damit und mit seinen gleichen Schaufelzahlen von 63 für die Lauf- und 83 für die Leitreihen, ist der NGV für Clocking-Untersuchungen geradezu prädestiniert. Die Schnittdarstellung in Abbildung 2.1 ist bewusst übersichtlich gehalten. Eine größere Zeichnung mit allen Messebenen in den Schaufelzwischenräumen ist mit Abbildung A.1 im Anhang auf Seite 167 dargestellt.

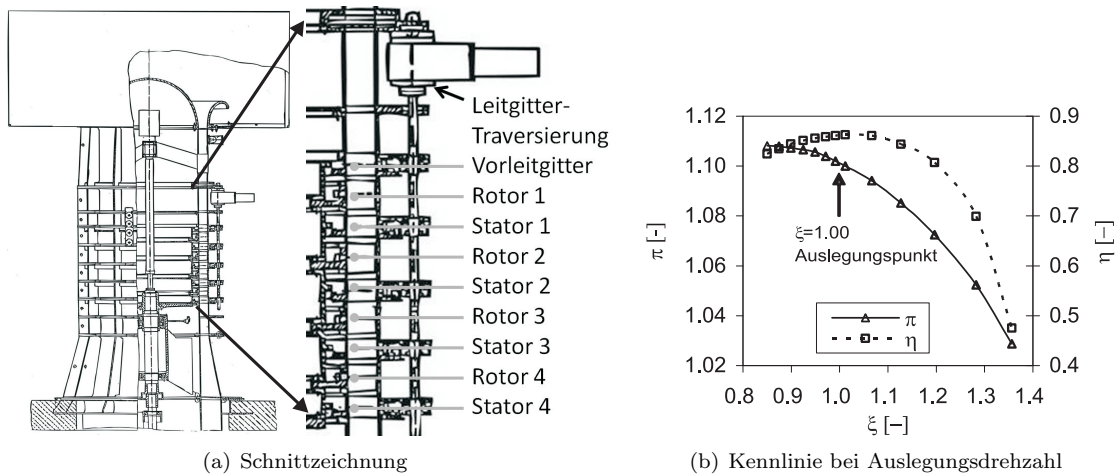


Abbildung 2.1 – NGV Dresden

Ihre Koordinaten sind für die regulären Messpositionen in Tabelle A.1 angegeben. Die für die in Kapitel 4 diskutierte Axialtraversierung der Zylindersonde verwendeten Messpositionen sind in Tabelle A.2 zu finden. Für die experimentellen Untersuchungen ergibt sich aus den großen Abmessungen des Verdichters der Vorteil, dass zahlreiche Sensoren zur Erfassung der Kenngrößen des Strömungsfeldes bei gleichzeitig geringer Beeinflussung der Strömung eingesetzt werden können.

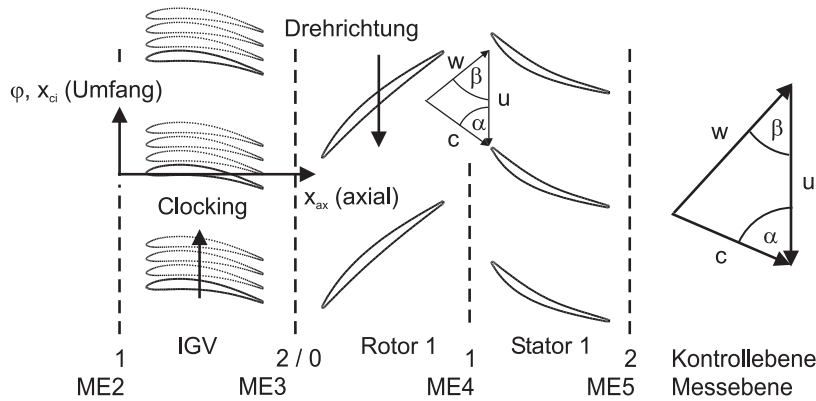
Die wesentlichen Auslegungsparameter des Verdichters enthält Tabelle 2.1. Die Profilierung der Lauf- u. Leitschaufeln und die Geschwindigkeitsdreiecke im Mittelschnitt der ersten Stufe des Verdichters sind in Abbildung 2.2 dargestellt. In Tabelle A.3 in der Anlage sind auch die Definitionen der Kenngrößen des Strömungsfeldes sowie eine tabellarische Übersicht dieser Werte für den Auslegungspunkt und einen Betriebspunkt nahe der Stabilitätsgrenze zu entnehmen. Detaillierte Beschreibungen des konstruktiven Aufbaus enthalten die Veröffentlichungen von Sauer et al. [76], Müller et al. [69], Boos et al. [10] und Müller et al. [68].

Im Zuge des Projekts “Experimentelle Untersuchungen zu instationären Strömungen in einem Niedergeschwindigkeitsverdichter“ im DFG-Verbundvorhaben “Periodisch instationäre Strömung in Turbomaschinen“ Untersuchungen des Grenzschichtverhaltens auf Druck- und Saugseite von

**Tabelle 2.1** – Auslegungsparameter des NGV Dresden

Nabendurchmesser [mm]	1260
Nabenverhältnis [-]	0.84
Auslegungsdrehzahl [1/min]	1000
Massenstrom im Auslegungspunkt [kg/s]	25.35
Reynoldszahl mit der Rotor-Sehnenlänge, MS [-]	$5.7 \cdot 10^5$
Machzahl, Rotoreintritt, MS [-]	0.22
Lieferzahl $\phi$ im Auslegungspunkt [-]	0.553
Enthalpiedifferenzzahl $\psi_{is}$ im Auslegungspunkt [-]	0.794
Axialspaltweite zwischen den Schaufelreihen, MS [mm]	32
Anzahl der Vorleitschaufeln [-]	83
Anzahl der Laufschaufeln [-]	63
Sehnenlänge der Laufschaufeln [mm], MS	110
Radialspaltweite der Laufschaufeln [mm]	1.5
Anzahl der Leitschaufeln [-]	83
Sehnenlänge der Leitschaufeln [mm], MS	89
Radialspaltweite der Leitschaufeln (Aufbau ohne Deckband) [mm]	1.8

Rotor 1 und 3 vorgenommen. Die Ergebnisse sind in Müller et al. [66] sowie [67] veröffentlicht und werden in Kapitel 8 diskutiert. Voruntersuchungen zum Verhalten der instationären Drücke beim Clocking wurden dabei von Mailach und Vogeler [62] sowie Mailach [57] dokumentiert. Dabei hat das Vorleitgitter im Basisaufbau des NGV 51 Schaufeln.


**Abbildung 2.2** – Profilerung der Vorleit-, Lauf- und Leitschaufeln im Mittelschnitt, Definition von Geschwindigkeitsdreiecken und Koordinatensystem

Für die hier dokumentierten Untersuchungen zum Clocking wurde das sonst mit 51 Schaufeln bestückte Vorleitgitter, den anderen Leitgittern entsprechend auf 83 Schaufeln geändert. Um im Mittelschnitt die Strömungsverhältnisse nicht zu ändern wurde es, wie in Abschnitt 2.3 erläutert, umgestaffelt. Das Vorleitgitter ist an der Nabe immer mit einem Deckband versehen.

Alle Untersuchungen zum Strömungsfeld, zu den Schaufelkräften, dem Grenzschicht- und Kennlinienverhalten wurden mit der Basisbeschaufelung des Verdichters durchgeführt. Dazu waren Lauf- und Leitschaufeln der Basisbeschaufelung MTU-705 mit Radialspalt entsprechend Tabelle 2.1 eingebaut.

Zusätzlich wurden Untersuchungen des Einflusses von Clocking auf das Kennfeldverhalten, insbesondere die Pumpgrenze, durchgeführt, wobei neben dem Aufbau mit Radialspalten an Leit- und Laufschaufeln auch der Basisaufbau, allerdings auch mit Deckband an allen Leitreihen und Radialspalt an den Laufreihen untersucht wurde.

## 2.2 Definition der Clocking-Positionen und -Konfigurationen

Es existieren verschiedene Definitionen von Clocking oder Indexing. Im Folgenden wird unter Clocking der Leitreihen nur die Änderung der Umfangsposition der Leitreihen relativ zu einer Referenzkonfiguration verstanden. Im NGV Dresden ist diese Referenzkonfiguration (REF) dadurch gekennzeichnet, dass sich die Stapelachsen aller Leitschaufeln und Vorleitschaufeln mit gleicher Schaufelnummer an der gleichen Umfangsposition befinden. Die Verstellung der Leitgitter findet dabei in positiver Umfangsrichtung, d.h. entgegen der Rotordrehrichtung statt. Die Verstellung von einzelnen Leitreihen erfolgte immer in 10 Schritten pro Teilung, so dass die jeweilige Position in Prozent einer Leitgitterteilung in 10%- Schritten angegeben werden kann. Eine Verstellung des VLG beispielsweise wird mit VLG010 bezeichnet, wenn das Vorleitgitter aus der Referenzkonfiguration 10% in positive Umfangsrichtung verstellt wurde. Eine Darstellung der Referenzkonfiguration ist in Abbildung 2.2 enthalten.

Weitere Clocking-Konfigurationen ergaben sich aus den Erkenntnissen aus der Vermessung der Effekte, die durch Änderung der Umfangspositionen der Leitgitter hervorgerufen werden. Durch Zielstellungen wie:

- maximale bzw. minimale instationäre Schaufelkräfte an den Laufschaufeln,
- maximale bzw. minimale instationäre Schaufelkräfte an den Leitschaufeln,
- kürzeste bzw. längste laminare Lauflänge auf den Leitschaufeln,

die durch bestimmte Umfangslagen der Leitgitter charakterisiert sind, werden entsprechend ihrer Ursachen und Wirkungen beschrieben und ggf. mit Bezeichnungen versehen.

### Erläuterung wichtiger untersuchter Leitgitterkonfigurationen

Die Position der Leitschaufelnachlaufdellen vor und nach ihrem Durchgang durch die stromab liegende Laufschaufelreihe wurde mit Hitzdrahtanemometrie im Auslegungspunkt ( $\xi = 1.0$ ) und im Betriebspunkt nahe der Stabilitätsgrenze ( $\xi = 0.85$ ) vermessen.

Mit den bekannten Strömungswinkeln (Fünflochsonden-Messung) in jedem Axialspalt und der Position der Nachlaufdellen der Leitgitter stromauf und stromab jedes Rotors ist es möglich, die Traverse der Nachlaufdellen der Leitgitter durch die stromab liegende Laufreihe bis zum nächsten stromab liegenden Leitgitter zu verfolgen. Damit verfügt man über die Traverse der Nachlaufdellen für jede Clocking-Konfiguration, da sich die stationären Strömungswinkel und die Umlenkung von Rotor und Stator auch bei verschiedensten Clocking-Konfigurationen nur unbedeutend ändern.

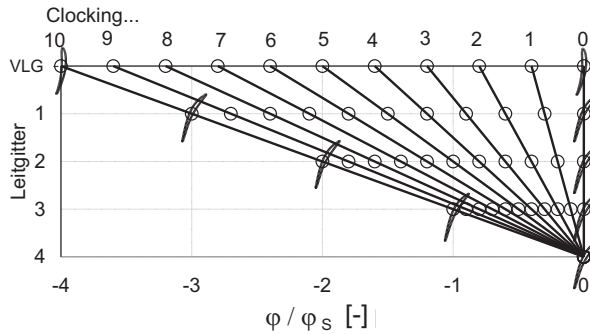
Es wurden 3 wesentliche Messkampagnen durchgeführt. Die Messkampagnen wurden *Clocking I*, *Clocking II* und *Clocking III* bezeichnet. Die Nummern stehen für eine bestimmte Variation der Relativpositionen der Leitgitter in jeder Messkampagne.

#### *Clocking I*

Bei *Clocking I* wurde ausgehend von der Referenzkonfiguration jedes Leitgitter systematisch in Schritten von 1/10 der Leitgitterteilung gegenüber dem nächsten stromab liegenden Leitgitter verstellt. Das Leitgitter der 4. Stufe blieb in seiner Umfangslage fixiert. Von ihm ausgehend wurde bei jedem Schritt das nächste stromauf liegende Leitgitter 1/10 der Leitgitterteilung weiter in negative Richtung verstellt als das vorhergehende (stromab liegende) Leitgitter. Dabei wurde allerdings die Verstellung nur von 0 bis 9 vorgenommen, da 10 wieder der Ausgangskonfiguration REF entspricht. Die Leitgitterkonfigurationen für *Clocking I* sind in Abbildung 2.3 dargestellt.

Nach der Vermessung der Position der Leitschaufelnachlaufdellen nach ihrem Durchgang des stromab liegenden Laufgitters und der Messkampagne *Clocking II* wurde die Methodik von *Clocking I* nochmals angewandt, um mit der Ausgangskonfiguration LE aller Leitgitter eine Anzahl symmetrischer Zwischenkonfigurationen systematisch zu vermessen. Dabei wandern von Konfiguration zu Konfiguration die Nachlaufdellen der Leitschaufeln von der Vorderkante der stromab liegenden Leitschaufeln alle gleichsinnig durch die Leitschaufelpassage, bis sie nach 5 Teilschritten alle in der jeweiligen Passagenmitte liegen (Konfiguration MID) und nach weiteren 5 Teilschritten wieder die Ausgangskonfiguration LE erreicht ist. Bei der Konfiguration LE

wird die Vorderkante der Laufschaufel durch den Nachlauf einer stromauf liegenden Leitschaufel beeinflusst, während die Hinterkante der Laufschaufeln sich innerhalb eines Bereiches befindet, der durch den Aufstau an der Vorderkante (Leading Edge - LE) der nächsten stromab liegenden Leitschaufel verursacht wird. Die Konfiguration MID ergibt sich dadurch, dass die Hinterkante der Laufschaufel sich in der Mitte (Middle) zwischen zwei Aufstaugebieten der stromab liegenden Leitreihe befindet, wenn der Nachlauf einer stromauf liegenden Leitschaufel ihre Vorderkante beeinflusst. Es wird später gezeigt (Kapitel 4), dass diese Konfigurationen, sowohl was die Position der Nachlaufdelle als auch der Potentialwirkung betrifft, in ihrer Definition ganz exakt nur für den Auslegungspunkt gültig sind, aber für einen breiteren Betriebsbereich nur wenig variieren. Die Einstellung dieser Konfigurationen wird in Abschnitt 5.2.1.2 eingehend behandelt.



**Abbildung 2.3** – Umfangspositionen der Leitgitter bei der Messkampagne Clocking I relativ zur Referenzkonfiguration (Clocking 0 bzw. Clocking 10)

### Clocking II

In der Messkampagne *Clocking II* wurde der Einfluss der Umfangsposition jeder einzelnen Leitreihe auf die dynamischen Schaufelkräfte von Rotor 1 und 3 sowie Stator 1 und Stator 3 untersucht. Dazu wurden alle Leitgitter in der Referenzkonfiguration eingestellt. Jedes einzelne Leitgitter wurde dann ausgehend von der Referenzkonfiguration in Schritten von 10% der Leitgitterteilung von 0% bis 110% verstellt.

Die so gewonnenen Ergebnisse sind mit den Traversen der Leitschaufelnachläufe und den Umfangspositionen der Leitschaufeln korreliert worden, um den Funktionsmechanismus der Beeinflussung der instationären Schaufelkräfte durch Clocking erkennen und bestätigen zu können.

Die Messkampagne *Clocking II* wurde nach der Vermessung der Kampagne *Clocking III* für die Vermessung der instationären Kräfte an den Laufschaufeln erweitert. Dazu war die Ausgangskonfiguration der Leitgitter entsprechend den in *Clocking III* ermittelten Konfigurationen MID und LE eingestellt und anschließend wurde jedes Leitgitter separat wie bei *Clocking II* verstellt.

### Clocking III

Die Messkampagne *Clocking III* beinhaltet neben der Referenzkonfiguration (REF) die Einstellung der Konfigurationen MID und LE. Ferner wurden innerhalb von *Clocking III* auch die Konfigurationen ND-LE und ND-MID untersucht. Das sind die Konfigurationen, die in der bisher diskutierten Literatur die höchsten bzw. niedrigsten Wirkungsgrade erzielt werden sollen. Sie haben aber, wie in den Kapitel 3 und 1.1.1 erläutert, weder für den Wirkungsgrad noch die instationären Schaufelkräfte zu den gewünschten Effekten geführt. Von besonderem Interesse waren die Konfigurationen, bei denen im Basisaufbau mit Deckbändern an den Leitreihen und Radialspalten an den Laufreihen eine erhebliche Veränderung des Betriebsbereiches des Verdichters festgestellt wurde. Es ist schon in Abbildung 2.4(b) zu sehen, dass kein Zusammenhang mit den Konfigurationen besteht, bei denen die instationären Schaufelkräfte besonders gering oder hoch sind. Auch zu den Leitschaufel-Konfigurationen, bei denen die Nachlaufdellen im

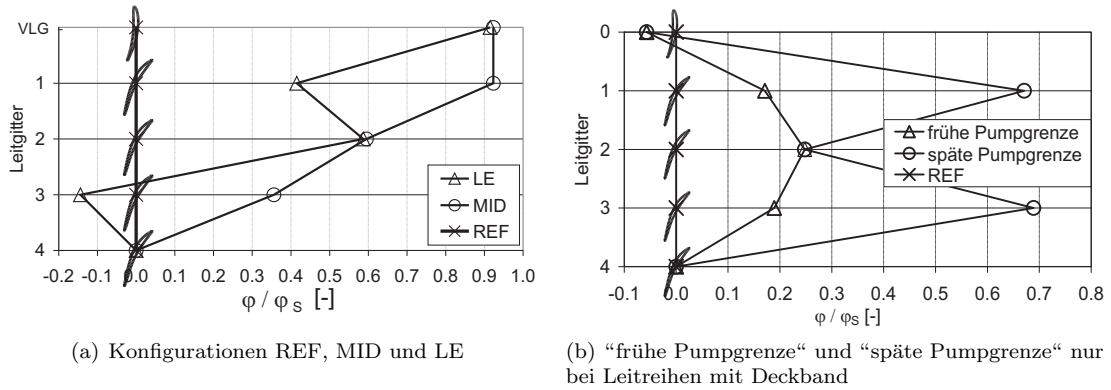


Abbildung 2.4 – Vergleich der Leitgitterkonfigurationen bei Clocking III

Mittelschnitt, bei bestimmten Betriebspunkten, an besonderen Umfangspositionen liegen, sind keine Ähnlichkeiten feststellbar. Zwischen Aufbau 12 und 14 bestehen im Mittelschnitt keine Unterschiede bei den Positionen der Nachlaufzellen im Strömungsfeld.

#### Clocking IV

Die Messkampagne *Clocking IV* wurde angewandt, um von der Ausgangskonfiguration MID aller Leitgitter eine Anzahl "unsymmetrischer" Zwischenkonfigurationen systematisch zu vermessen. Dabei wandern von Konfiguration zu Konfiguration die Nachlaufzellen der Leitschaukeln von der Vorderkante der stromab liegenden Leitschaukeln gegensinnig durch die Leitschaukel Passage, bis sie nach 5 Teilschritten alle in der jeweiligen Passagenmitte liegen (Konfiguration MID) und nach weiteren 5 Teilschritten wieder die Ausgangskonfiguration LE erreicht ist.

Gegensinnig oder unsymmetrisch sind die Zwischenkonfigurationen deshalb, da die Leitschaukeln

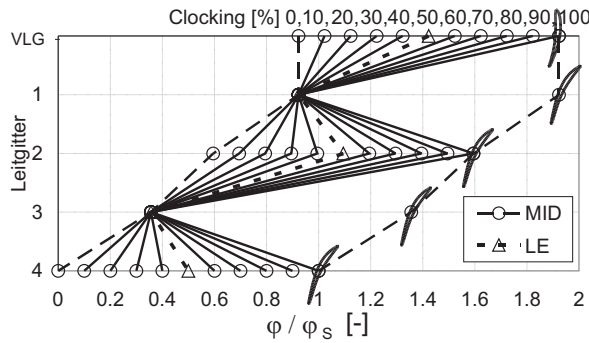


Abbildung 2.5 – Leitgitterkonfigurationen bei Clocking IV

(und damit ihre Nachlaufzellen) stufenweise gegensinnig in ihrer Umfangslage verstellt wurden (2.5).

#### Clocking V

Während der Untersuchung zur instationären Grenzschichtentwicklung wurden die Leitgitter vor dem untersuchten Leitgitter neben der Referenzkonfiguration auch in die Konfigurationen ND-MID und ND-LE, mit den Umfangspositionen der Nachläufe für den Auslegungspunkt, gebracht. Das war ein Versuch, die Nachläufe zu intensivieren oder abzuschwächen. Das Verfahren hat keine messbaren Auswirkungen gezeigt. Allerdings wurden auch für diese Konfigurationen instationäre Druckmessungen durchgeführt und ausgewertet. Die Ergebnisse lagen allerdings auch alle zwischen den Maxima, Minima und auch zwischen den gefundenen Optima. Wirkungsgradvariationen konnten nicht festgestellt werden. Die Erwähnung dieser Konfiguration dient, ebenso wie die von *Clocking IV*, der Vollständigkeit.



### Messdatenerfassung während der Clocking-Kampagnen

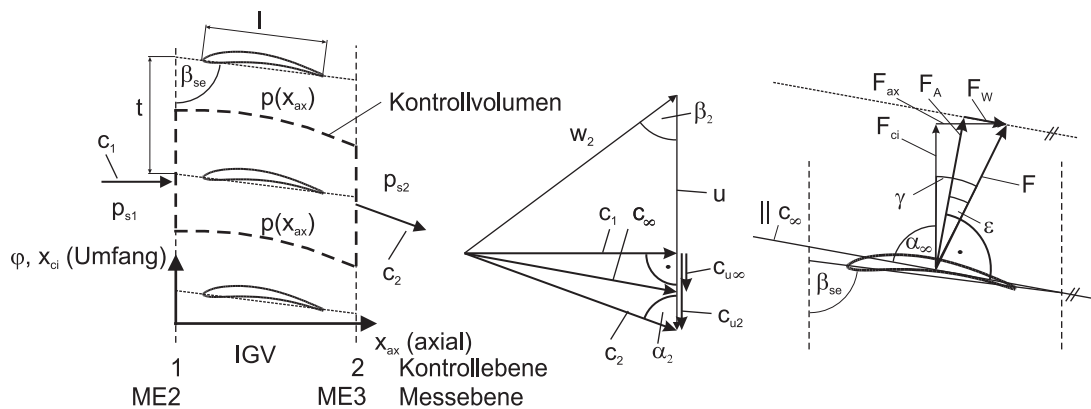
Für jede Leitgitterkonfiguration in *Clocking I*, *II*, *III* und *IV* wurden die instationären Druckverteilungen auf Rotor 1 und Rotor 3 gemessen. Für die instationären Schaufelkräfte an den Leitschaufeln der ersten und dritten Stufe wurden nur die Messkampagnen *Clocking II* und *Clocking III* durchgeführt. Weiterhin wurde bei jeder eingestellten Leitgitterkonfiguration jeweils ein Kennfeldmesspunkt aufgenommen, um alle Wirkungsgradvariationen registrieren zu können. Die Grenzschichtmessungen mit Heißfilmen wurden für alle 4 Leitschaufelreihen für *Clocking III* und *Clocking II* durchgeführt. Dabei beschränkte sich *Clocking II* auf die Verstellung der unmittelbar stromauf und stromab des vermessenen Leitgitters liegenden Leitgitter. Weiter entfernt liegende Leitgitter haben auf den Grenzschichtverlauf keinen messbaren Einfluss. Auch das nächste stromab liegende Leitgitter beeinflusst den Grenzschichtverlauf nicht.

## 2.3 Umstaffelung des Vorleitgitters

### 2.3.1 Berechnung

Die durch das Clocking der Leitreihen hervorgerufenen Effekte sind am deutlichsten ausgeprägt, wenn alle Leitgitter des Verdichters die gleiche Anzahl Schaufeln besitzen. In der Basiskonfiguration des Verdichters (vgl. Abschnitt 2.1 auf Seite 22) haben alle Leitgitter mit Ausnahme des Vorleitgitters 83 Schaufeln. Das Vorleitgitter (VLG) hat in den Basisaufbauten eine Schaufelzahl von 51 und dient dazu, dem Laufgitter der ersten Stufe eine Zuströmung bereitzustellen, die der Zuströmung der anderen Stufen vergleichbar ist. Für die Untersuchungen der beim Clocking erwarteten Effekte war es daher erforderlich, das VLG auf 83 Schaufeln zu ändern. Aufgrund der besseren Umlenkung des VLG mit 83 statt 51 Schaufeln musste dabei auch den Staffelungswinkel verändert werden. Es sollte aber dieselbe Schaufelgeometrie verwendet werden, um keine neuen Schaufeln herstellen zu müssen. Das bedeutet, dass sich die radiale Verteilung der Zuströmparameter zu Rotor 1 durch die Umstaffelung und Änderung der Schaufelzahl des VLG so ändert, dass nur in einem radialen Schnitt eine Zuströmung realisiert werden kann, die mit der vor der Umstaffelung vergleichbar ist. Da sämtliche Untersuchungen im Clocking-Projekt im Mittelschnitt des Verdichters geplant waren, wurde entschieden, das Vorleitgitter so umzustaffeln, dass die Zuströmparameter von Rotor 1 im Mittelschnitt erhalten bleiben.

Um den neuen Staffelungswinkel abzuschätzen, wurde ein sehr einfacher Weg gewählt. Die Umlen-



**Abbildung 2.6** – Definition des Koordinatensystems, des Kontrollvolumens, der Geschwindigkeitsdreiecke und der Winkel

kung der Strömung wird mit der Impulsgleichung für 51 Schaufeln berechnet. Aus den in Tabelle 2.2 gegebenen, teilungsgemittelten Messwerten im Mittelschnitt können mit dem Impulserhaltungssatz Axial- und Umfangskraft am Gitter bestimmt werden. Aus ihnen kann man mit den bekannten in Abbildung 2.6 dargestellten Winkelbeziehungen Auftriebs- und Widerstandsbeiwert

einer VLG-Schaukel ermitteln. Um dieselbe Umlenkung mit 83 Schaufeln zu erzielen, muss der Auftriebsbeiwert durch Vergrößerung des Staffelungswinkels  $\beta_{se}$  (Abbildung 2.6) entsprechend verringert werden. Der Widerstandsbeiwert ändert sich für die einzelne Schaufel fast nicht. Das geänderte Vorleitgitter ergibt schon aufgrund der Profilverluste etwa 63% höhere Verluste als das mit 51 Schaufeln.

Die Impulsbilanz in Umfangsrichtung (Gleichung 2.4) vereinfacht sich durch die Lage des Bilanzraumes (Kontrollvolumen) dadurch, dass  $p(x_{ax})$  an beiden Grenzen gleich ist und die Zuströmung in axialer Richtung erfolgt. In Abbildung 2.6 sind das Koordinatensystem, die Schaufeln, das Kontrollvolumen und die Geschwindigkeitsdreiecke dargestellt. Mit dem Impulssatz in Umfangs-

**Tabelle 2.2** – Strömungsparameter für die Berechnung der Umstaffelung des VLG

Parameter	Messwerte ME2	Messwerte ME3
$c_{ax}[m/s]$	44.7	44.7
$c[m/s]$	44.7	46.5
$c_{ci}[m/s]$	0	12.6
$p_s[Pa]$	100105	100088
$\alpha[^\circ]$	90	74.2
$\rho[kg/m^3]$	1.21	1.21
$\dot{m}[kg/s]$	25.35	25.35

und Axialrichtung (Gleichungen 2.4 und 2.3) und den aus Aufbau 1 und 2 bekannten Messwerten für die teilungsgemittelten Geschwindigkeitsvektoren und Drücke in den Messebenen stromauf (ME 2) und stromab (ME 3) des Vorleitgitters (siehe Tabelle 2.2) wurden die Kräfte in Umfangsrichtung und axialer Richtung bestimmt, die an einer der 51 Vorleitschaukeln wirken. In der Abbildung 2.6 sind die am Kontrollvolumen bzw. einer einzelnen Schaufel angreifenden Kräfte sowie die Geschwindigkeitsdreiecke dargestellt. Die Strömung wurde in radialer Richtung als eben angenommen. Daher müssen für eine korrekte Berechnung der Kraftbeiwerte die durchströmte Fläche und die Schaufelhöhe aufgrund der Wirkung der Naben- und Gehäusegrenzschichten nach Gleichungen 2.1 und 2.2 korrigiert werden.

$$A^* = \frac{\dot{m}}{\rho_1 c_{ax,1}} = 0.469m^2 \quad (2.1)$$

$$h^* = \frac{A^*}{2\pi r_{MS}} = 0.108m \quad (2.2)$$

$$F_{ax,51} = \frac{A^*}{51} (\rho_2 c_2^2 \sin(\alpha_2) - \rho_1 c_1^2 \sin(\alpha_1) + p_1 - p_2) = 1.074N \quad (2.3)$$

$$F_{ci,51} = \frac{A^*}{51} (\rho_2 \cdot c_2^2 \cos(\alpha_2) - \rho_1 c_1^2 \cos(\alpha_1)) = 6.551N \quad (2.4)$$

Die Auftriebs- und die Widerstandskraft des Gitters wurden so bestimmt, dass die Widerstandskraft parallel zur mittleren Anströmung  $c_\infty$  und die Auftriebskraft senkrecht zur mittleren Anströmung  $c_\infty$  zeigt (Abbildung 2.6). Mit der auf Umfangs- und Axialkraft resultierenden Kraft und den entsprechenden Winkelbeziehungen aus Abbildung 2.6 ergeben sich die Gleichungen 2.5 bis 2.10.

$$F = \sqrt{F_{ax}^2 + F_{ci}^2} = 6.638N \quad (2.5)$$

$$\gamma = \arctan\left(\frac{F_{ax}}{F_{ci}}\right) = 9.31^\circ \quad (2.6)$$

$$\alpha_\infty = \arctan\left(\frac{2c_1}{c_{u,1} + c_{u,2}}\right) = \arctan\left(\frac{2c_1}{c_2 \cos \alpha_2}\right) = 81.9^\circ \quad (2.7)$$

$$\varepsilon = \arctan\left(\frac{1}{E}\right) = \alpha_\infty + \gamma - 90^\circ = 1.21^\circ \quad (2.8)$$

$$F_A = F \cdot \cos(\varepsilon) = 6.64N \quad (2.9)$$

$$F_W = F \cdot \sin(\varepsilon) = 0.14N \quad (2.10)$$

Auftriebs- und Widerstandsbeiwert der einzelnen Schaufel im Gitterverband ergeben sich aus dem Bezug der Auftriebs- und Widerstandskraft auf die korrigierte Schaufelfläche  $h^* \cdot l$  mit  $l = 80mm$ ,  $\rho_\infty = 1.21kg/m^3$  und dem dynamischen Druck aus  $c_\infty$  (Gleichungen 2.12 und 2.13).

$$c_\infty = c_1 \frac{1}{\sin \alpha_\infty} = 45.15m/s \quad (2.11)$$

$$c_{AG} = \frac{2 \cdot F_A}{\rho_\infty \cdot c_\infty^2 \cdot h^* \cdot l} = 0.623 \quad (2.12)$$

$$c_{WG} = \frac{2 \cdot F_W}{\rho_\infty \cdot c_\infty^2 \cdot h^* \cdot l} = 0.016 \quad (2.13)$$

Mit Hilfe der Gittereinflussfunktionen nach Weinig (Lindner und Döge [53]) können die Kraftbeiwerte eines Einzelprofils mit bekannter Profilpolare des unendlichen Flügels in die Kraftbeiwerte eines ebenen Gitters mit bekanntem Teilungsverhältnis  $t/l$  und Staffelungswinkel  $\beta_{se}$  umgerechnet werden. Die Gittereinflussfunktionen  $L_a = f(t/l, \beta_{se})$  und  $L_b/L_a = f(t/l, \beta_{se})$  sind durch Lindner und Döge [53] bzw. Weinig [85] in Diagrammform gegeben. In der Weinigschen Gittertheorie geben die Gittereinflussfunktionen das Verhältnis des Gitterauftriebsbeiwertes zum Auftriebsbeiwert des Einzelprofils bei gleichem Zuström- bzw. Anstellwinkel gegenüber einer Parallelströmung wider (Eckert und Schnell [17]). Demnach entspricht der Widerstandsbeiwert des Profils im Gitterverband etwa dem Widerstandsbeiwert des Einzelprofils.

$$c_W = c_{WG} \quad (2.14)$$

Der Auftriebsbeiwert eines Einzelprofils für das VLG berechnet sich nach Weinig aus den Werten des Gitterverbandes mit Gleichung 2.15.

$$c_A = \frac{c_{A,G}}{L_a} - c_{A0} \cdot \left( \frac{L_b}{L_a} - 1 \right). \quad (2.15)$$

Da die Profilpolare für das Vorleitgitter nicht zur Verfügung stand, wurde sie für die entsprechende Reynoldszahl mit X-Foil (Drela [15]) berechnet. In X-Foil ist ein Profilentwurfs- und Nachrechenalgorithmus für geringe Reynoldszahlen auf der Basis eines reibungsfreien Wirbelflächenverfahrens mit Karman-Tsien-Kompressibilitätskorrektur umgesetzt. Er verfügt über eine Modellierung für laminare und turbulente Grenzschicht mit Transitionsbereich und ist auch in der Lage, Ablöseblasen zu berücksichtigen.

Aus der Profilpolare können die notwendigen Werte für Nullauftriebsbeiwert und Auftriebsanstieg bestimmt werden. Der Auftriebsanstieg entspricht dabei etwa dem für eine ebene Platte typischen Wert von  $\frac{dc_A}{d\alpha} = \frac{0.109}{1^\circ} \approx 2\pi$ . Das im VLG verwendete schwach gewölbte Profil mit geringer relativer Dicke weicht von dem Wert im hier zutreffenden linearen Bereich der Polare unerheblich ab. Damit kann man mit den Werten des VLG im Auslegungspunkt des Verdichters berechnen, dass dieses Einzelprofil mit einem Winkel von  $3.52^\circ$  angeströmt werden muss, um den entsprechenden Auftriebsbeiwert zu liefern.

Für das Vorleitgitter mit 83 Schaufeln ändert sich das Teilungsverhältnis und damit auch die Koeffizienten der Weinigschen Gittereinflussfunktionen zu  $L_a|_{83}$  und  $\frac{L_b}{L_a}|_{83}$ . Weiterhin beträgt der Anteil der Einzelschaukel an der Auftriebskraft des Gitters nur noch  $51/83$ , also 61.4% (siehe Tabelle 2.3).

Damit das VLG mit 83 Schaufeln die gleiche Umlenkung sicherstellen kann wie ein VLG mit 51 Schaufeln, muss der Gitterauftriebsbeiwert eines VLG mit 83 Schaufeln 61.4% des Gitterauftriebsbeiwertes von einem VLG mit 51 Schaufeln betragen. Damit kann man sich mit dem neuen Gitterauftriebsbeiwert über die Gittereinflussfunktionen von Weinig (Gleichung 2.15) einen neuen Auftriebsbeiwert des Einzelprofils berechnen.

**Tabelle 2.3** – *Beiwerte und Funktionswerte für die Berechnung der Umstaffelung des VLG*

Parameter	51 Schaufeln	83 Schaufeln
$c_{AG}[-]$	0.623	0.383
$c_{WG}[-]$	0.016	0.016
$t/l[-]$	1.063	0.653
$\beta_{se}[^\circ]$	82.08	gesucht
$L_a[-]$	0.630	0.422
$L_b/L_a[-]$	1.260	1.480
$c_A[-]$	0.864	0.677
$\alpha[^\circ]$	3.52	1.81
$\beta_{se}[^\circ]$	bekannt	83.79

$$\alpha = \frac{c_A - c_{A0}}{\frac{dc_A}{d\alpha}}$$

Mit dem neuen Auftriebsbeiwert erhält man mit der Polare einen neuen Anstellwinkel des Einzelprofils von  $1.81^\circ$ . Das Ergebnis müsste für den neuen Staffelungswinkel des VLG iterativ verbessert werden. Allerdings ergeben sich bei den Weinigschen Gittereinflussfunktionen im Bereich von  $83.2^\circ$  Staffelungswinkel und Änderungen desselben von  $1.71^\circ$  so geringe Änderungen, dass man das erste Ergebnis als ausreichend genau bezeichnen kann. Da der Weinigschen Gittereinflussfunktionen die Bedingung zugrunde liegt, dass der Anströmwinkel des Einzelprofils gleich dem Zuströmwinkel des Profils im Gitterverband ist, ergibt sich die Änderung des Staffelungswinkels direkt aus der Differenz der Anstellwinkel der Einzelprofile zu  $1.71^\circ$ . Die Rechnung wurde durch die numerischen Simulationen von Jia [38] bestätigt, die stationär Vergleiche zwischen 42 VLG-Schaufeln, 63 Lauf- und 84 Leitschaufeln gerechnet sowie mit 84 VLG-Schaufeln, 63 Lauf- und 84 Leitschaufeln gerechnet. Der Unterschied im Abströmwinkel aus dem Vorleitgitter betrug ohne dass das VLG umgestaffelt wurde  $1.8^\circ$ . Das Vorleitgitter wurde daraufhin um  $1.7^\circ$  umgestaffelt und das Ergebnis mit einer Fünflochsonden-Messung bestätigt.

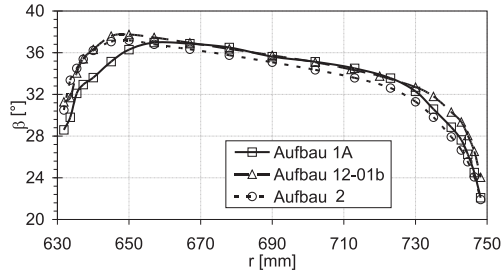
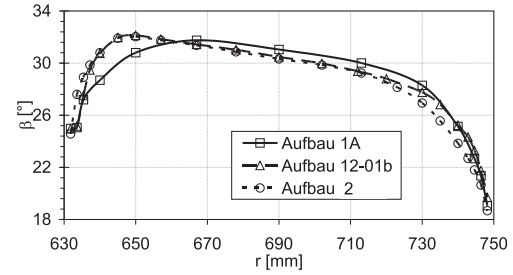
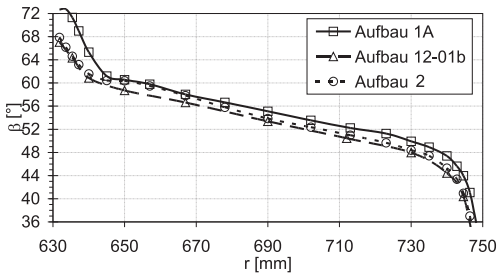
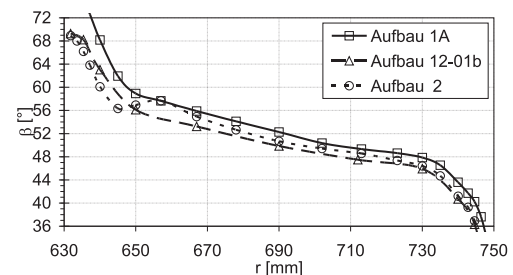
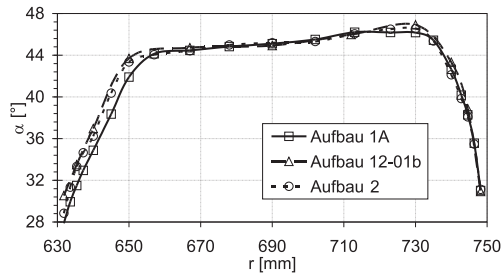
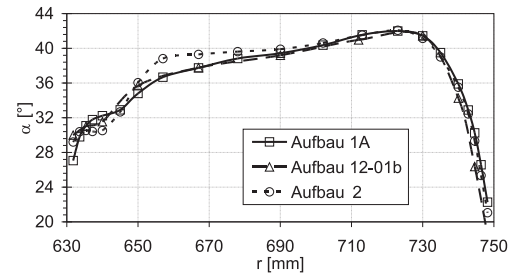
### 2.3.2 Vermessung der ersten Stufe

Für die Überprüfung der korrekten Umstaffelung des VLG's wurde die Abströmung vom Vorleitgitter in ME3 und die Zuströmung von Stator 1 in ME4 im Auslegungspunkt ( $\xi=1$ ) sowie einem Betriebspunkt nahe der Stabilitätsgrenze ( $\xi=0.85$ ) mit der Fünflochsonde vermessen und mit den Daten aus Aufbau 1A und Aufbau 2 verglichen (Abbildung 2.7(a) bis (f)).

Der (Clocking-)Aufbau 12 entsprach in allen Parametern bis auf das Vorleitgitter dem Basisaufbau Aufbau 1A. Der (Clocking-)Aufbau 14 ist bis auf das VLG mit Aufbau 2 vergleichbar.

Für die Umstaffelung des VLG war von entscheidender Bedeutung, dass die Zu- und Abströmung von Rotor 1 sowie die Zuströmung von Stator 1 mit den Basisaufbauten Aufbau 1A und Aufbau 2 vergleichbar sind. Für Rotor 1 sind dabei die Relativströmungswinkel in ME3 und ME4 entscheidend. In Abbildung 2.7(a) (für den Auslegungspunkt  $\xi=1,0$ ) und Abbildung 2.7(b) (für den Betriebspunkt  $\xi=0,85$ ) werden die teilungsgemittelten Verläufe von  $\beta$  in ME3 zwischen Aufbau 1A und Aufbau 12-01b sowie Aufbau 2 verglichen. Mit Aufbau 2 stimmten die Verläufe für Aufbau 12 in beiden Betriebspunkten jeweils sehr gut überein. Zu Aufbau 1A ergaben sich vor allem an Nabe und Gehäuse größere Unterschiede. Auch für die Abströmung von Rotor 1 (Abbildung 2.7(c), für  $\xi=1,0$  und Abbildung 2.7(d) für  $\xi=0,85$ ) wiesen die Aufbauten vergleichbare teilungsgemittelte Verläufe des Relativströmungswinkels auf.

Die Zuströmung von Stator 1, in ME4 anhand des Absolutströmungswinkels  $\alpha$  in Abbildung 2.7(a) (für den Auslegungspunkt  $\xi=1,0$ ) und Abbildung 2.7(b) (für den Betriebspunkt  $\xi=0,85$ ) dargestellt, unterscheidet sich im Verlauf zwischen den einzelnen Aufbauten nur wenig. Besonders im Mittelschnitt ( $r=690\text{mm}$ ) sind die Unterschiede zwischen den verglichenen Aufbauten in allen Parametern und Messebenen sehr gering.


 (a) ME3,  $\xi = 1.0$ , Relativströmungswinkel  $\beta$ 

 (b) ME3,  $\xi = 0.85$ , Relativströmungswinkel  $\beta$ 

 (c) ME4,  $\xi = 1.0$ , Relativströmungswinkel  $\beta$ 

 (d) ME4,  $\xi = 0.85$ , Relativströmungswinkel  $\beta$ 

 (e) ME4,  $\xi = 1.0$ , Absolutströmungswinkel  $\alpha$ 

 (f) ME4,  $\xi = 0.85$ , Absolutströmungswinkel  $\alpha$ 
**Abbildung 2.7** – Stationäre Vergleichsmessung der Strömungswinkel zwischen Aufbau 1A, 12-2 und 2, im MS

Damit können stationäre Messwerte aus den Aufbauten 1 und 2 zum Vergleich und für Ergänzungen der Messdaten aus den Aufbauten 12 und 14 problemlos verwendet werden. Die instationären Messungen sind nicht direkt vergleichbar, da sich die geänderte Schaufelzahl des VLG, v.a. in der ersten Stufe, sehr stark bemerkbar macht. Das wird deutlich, wenn man die instationären Druckverteilungen von Rotor 1, die hier in Abschnitt 5.2.1.5 auf Seite 90 mit den Druckverteilungen bei Mailach [57] auf Seite 98 vergleicht.

## 2.4 Messtechnik und Auswertemethoden

### 2.4.1 Kennfeld

Das Verhalten der gesamten Beschauelung im Verdichter wird durch das Verdichterkennfeld charakterisiert. Für verschiedene Drehzahllinien werden Druckverhältnis und Wirkungsgrad bestimmt. Die Arbeitsweise der einzelnen Stufen beschreiben die Stufenkennlinien. Für die detaillierte Bestimmung der Totaldrücke werden in den Messebenen zwischen den Schaufelreihen Kammsonden eingesetzt.

Neben den Mittelwerten erhält man auch eine Verteilung des Totaldrucks in den Messebenen im Axialspalt zwischen den Schaufelreihen bei jedem Betriebspunkt. Um die Vergleichbarkeit mit anderen Messungen zu gewährleisten, werden alle gemessenen Größen für die Auswertung auf den

Umgebungszustand bezogen und mit den Werten der Standardatmosphäre (288.15 K, 101325 Pa) normiert. Für die Vermessung des Kennfeldes sind Kammsonden für die radiale Verteilung des Totaldrucks, Temperatursonden und mehrere Wandbohrungen zur Messung des statischen Druckes fest eingebaut. Die Leitgitterringe werden deshalb mit einer Schrittweite von  $0.145^\circ$  über eine Leitgitterteilung von  $4.34^\circ$  verdreht. Somit stehen für die Auswertung 9 radiale Messspuren und auf ihnen 29 Punkte je Leitgitterteilung in Umfangsrichtung zur Verfügung.

So können Druck- und Temperaturverhältnisse für jede Stufe und damit das Verdichterkennfeld und die Stufenkennlinien angegeben werden. Das gemessene Drehmoment wird mit dem experimentell ermittelten Reibmoment (Lager- und Luft-Wandreibung) korrigiert und ergibt mit der Drehzahl die mechanische Leistung des Verdichters. Der Wirkungsgrad wird berechnet, indem Verdichtungsleistung und mechanische Leistung zueinander ins Verhältnis gesetzt werden. Eine sehr detaillierte Beschreibung des gesamten Algorithmus' ebenso wie die Diskussion der Messunsicherheiten der gesamten stationären Messtechnik findet man bei Müller et al. [68].

#### 2.4.2 Fünflochsonde

Die Bestimmung der Drücke, Geschwindigkeiten und Strömungswinkel erfolgt generell mit normierten Drücken und Temperaturen. Aus den, mit der Fünflochsonde gemessenen, Drücken erhält man den Totaldruck, den dynamischen und den statischen Druck, sowie den Vektor der Strömungsgeschwindigkeit. Die Totaltemperatursonde ist an einer Umfangsposition eingebaut, die der Relativposition der Fünflochsonde zum Leitgitter entspricht. Ihre radiale Position und ihr Einstellwinkel werden vom Messwerterfassungsprogramm entsprechend den Werten der Fünflochsonde nachgeführt. Somit können in jedem Punkt des Rasters in der Messebene die Drücke, Temperatur und der Vektor der Strömungsgeschwindigkeit in seinen räumlichen Komponenten dargestellt werden.

Das Messraster setzt sich in der Regel aus 21 Radien zusammen. Auf diesen konstanten Radien wird die Sonde traversiert und anschließend die Leitgitter relativ zu ihr mit einer Schrittweite von  $0.5^\circ$  bis  $0.05^\circ$ , abhängig vom lokalen Gradienten des Totaldrucks, verstellt. Die Radien sind, den auftretenden Gradienten entsprechend, an den Seitenwänden enger verteilt. Es erfolgt eine weitere Reduktion der Daten durch eine Mittelung über der Teilung. Es werden dabei grundsätzlich die Drücke zum einen arithmetisch und mit dem Energiesatz gemittelt. Die Geschwindigkeiten werden mit dem Impulssatz und zusätzlich nach der Kontinuitätsgleichung gemittelt. Weiterhin werden die flächen- und massestromgemittelten Drücke berechnet.

In Messebenen hinter dem Rotor ist es aufgrund der geringen zeitlichen Auflösung des Druckmesssystems nicht möglich, die Nachlaufdellen des Rotors aufzulösen. Trotzdem ist die Messung mit stationärer Druckmesstechnik insoweit sinnvoll, da die durch den Rotor ausgemischten Nachlaufdellen des vorhergehenden Stators sowie die Potentialwirkung des stromab liegenden Stators deutlich erkennbar sind. Die Nachlaufdelle des stromauf liegenden Stators hat aber eine erheblich verbreiterte und abgeflachte Struktur.

Die Auswertung der Fünflochsonden-Messung wird von Müller et al. [68] eingehend beschrieben. Für die Bestimmung der Geschwindigkeiten und insbesondere des Totaldruckes im Relativsystem wird zusätzlich die Umfangsgeschwindigkeit des Rotors benötigt. Sie ergibt sich aus dem Messradius und der Drehzahl. Ein optischer Trigger liefert dabei ein drehzahlsynchrones Signal.

#### 2.4.3 Stationäre und instationäre Profildruckverteilungen und Schaufelkräfte

Die Experimente zur Bestimmung der instationären Schaufelkräfte wurden auf den Laufschaufeln und Leitschaufeln der ersten und dritten Stufe vorgenommen. Dazu wurde die stationäre und instationäre Profildruckverteilung im Mittelschnitt auf Druckseite (DS) und Saugseite (SS) der Schaufeln ermittelt. Es wurden verschiedene Betriebspunkte und unterschiedliche Clocking-Konfigurationen der Leitgitter untersucht. Bei allen Clocking-Konfigurationen wurden mindestens die Betriebspunkte  $\xi = 1.1$ ,  $\xi = 1.0$  und  $\xi = 0.85$  untersucht.

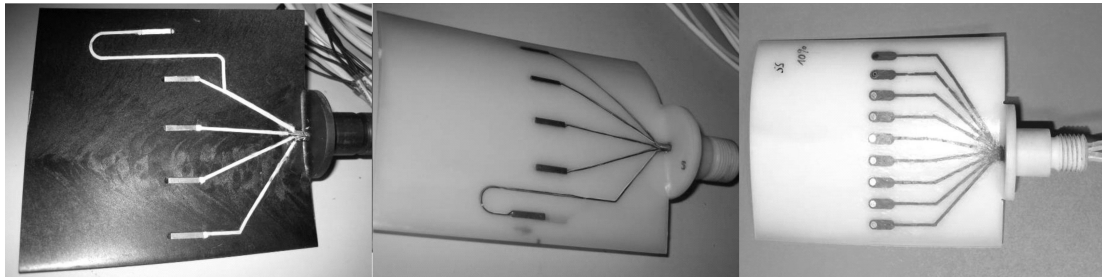
Die stationäre Profildruckverteilung wurde mit pneumatischen Druckmessbohrungen bestimmt. Zur Wandlung der pneumatischen in elektrische Messwerte wurden Druckwandler der Fa. Scanivalve genutzt. Für die Messungen auf den Laufschaufeln wurde das Scanivalvesystem in einer

Messwelle innerhalb des Rotors eingesetzt. Dabei wurden die Signale digitalisiert und mit einem Schleifringübertrager in das stationäre System umgesetzt. Aufgrund der Lage des Druckwandlers im Zentrum des Läufers muss der Einfluss der Fliehkraft bei der Auswertung der gemessenen Drücke im rotierenden System berücksichtigt werden.

Die Messung und Digitalisierung der Drücke erfolgt durch piezoelektrische Druckaufnehmer der Firma HYSCAN, USA. Das Messsystem besteht aus einer ADU mit 17 Scannermodulen a 16 Druckaufnehmer sowie 2 Kalibratoren (ZOC-System). Die Messkette und Auswertalgorithmen für die stationären Druckverteilungsmessungen auf Lauf- und Leitschaufeln werden detailliert bei Müller et al. [68] beschrieben.

Die instationären Drücke auf den Lauf- und Leitschaufeln wurden mittels zeitauflösender piezoresistiver Miniatur-Druckaufnehmer vom Typ ENTRAN EPI-C12 ermittelt. Die Sensoren wurden gleichmäßig entlang des Mittelschnitts auf DS und SS verteilt. Dazu wurden zwei einzelne Laufschaufeln und eine Leitschaufel ausgewählt (Abbildung 2.8 unten). Die Sensoren sind jeweils von 10% bis 90% Sehnenlänge mit Schritten von 20% angeordnet. Im Fall der auf den Leitschaufeln verwendeten KULITE LQ-47 waren diese im selben Bereich mit einer räumlichen Auflösung von 10% der Sehnenlänge angeordnet (Abbildung 2.8, rechts). Um den Einfluss auf die Umströmung der Schaufel zu minimieren wurden die Sensoren in die Schaufeloberfläche eingepasst. Die Positionen nahe Vorder- und Hinterkante der Schaufel konnten nicht bestückt werden, ohne die Strömung deutlich zu beeinflussen und damit auch die Messergebnisse an den anderen Positionen zu verfälschen.

Die Signale der Drucksensoren wurden während der Messungen 125-fach verstärkt. Dies wurde



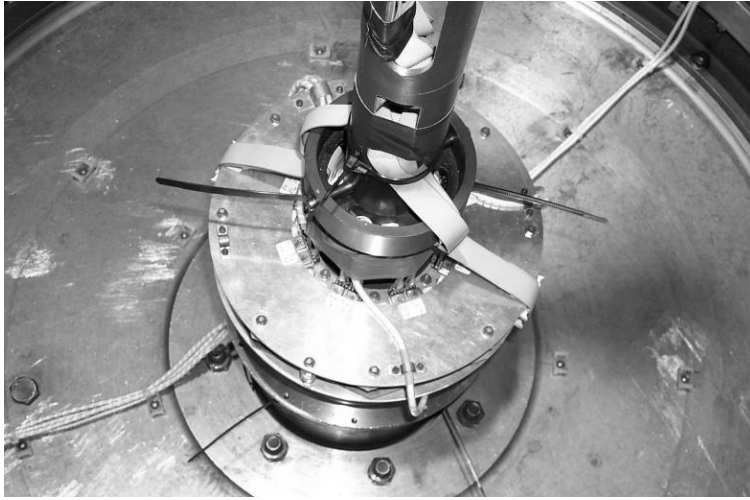
**Abbildung 2.8** – Piezoresistive Drucksensoren auf einer Laufschaufel (links ENTRAN) und zwei Leitschaufeln (mitte ENTRAN, rechts KULITE)

mit einer Verstärkerkarte mit je einem Miniaturverstärker pro Sensor durchgeführt. Für die Messungen im rotierenden System wurde die Verstärkerkarte innerhalb des Rotors angeordnet (Abbildung 2.9). Die verstärkten Signale wurden wiederum mittels Schleifringen in das stationäre System übertragen. Der Vorteil einer Verstärkung der Signale innerhalb des Rotors ist eine Verringerung des Einflusses elektrischer Einstreuungen sowie Störungen durch den Schleifringübertrager auf das Messsignal. Für die Erfassung der Signale wurde ein Standard-PC mit einer schnellen Messkarte NI PCI-6254 M von National Instruments verwendet. Sie besitzt 32 analoge Dateneingänge und erlaubt eine Summenabtastrate von maximal 1MHz.

Abhängig von der Anzahl der vermessenen Sensoren wurden Abtastraten von 34.4 kHz bis 45 kHz für die Messungen verwendet. Die Nullpunkt drift der piezoresistiven Druckaufnehmer ist während der durchgeführten Experimente nicht vernachlässigbar. Um die Genauigkeit der Ergebnisse zu erhöhen, wurde der zeitlich aufgelöste Druck  $p(t)$  durch Addition des stationären Drucks  $\bar{p}$  und des instationären Druckanteils  $\tilde{p}(t)$  nach Gleichung 2.16 ermittelt.

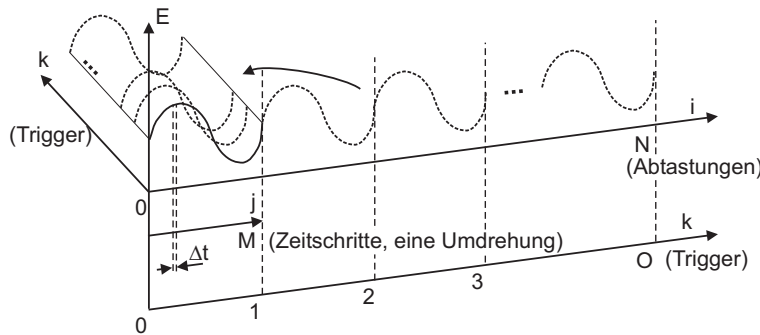
$$p(t) = \bar{p} + \tilde{p}(t) \quad (2.16)$$

Der instationäre Anteil des örtlichen Druckes wurde mit den piezoresistiven Druckaufnehmern vermessen. Der zeitlich gemittelte RMS-Wert enthält sowohl Informationen über periodische und



**Abbildung 2.9** – Verstärkerkarte für piezoresistive Drucksensoren innerhalb des Rotors des NGV Dresden

stochastische Druckschwankungen. Die Zeit  $t$  ist dabei durch die Abtastrate der Messkarte  $\Delta t$  und den Zeitschritt  $i$  gekennzeichnet. Dabei läuft  $i$  über den Bereich  $j = 0 \dots N$ .  $N$  ist die Anzahl der Abtastungen der Messkarte für einen Messpunkt. In der Regel entspricht die Zeitdauer eines Messpunktes 15 Sekunden, was je nach temperaturabhängiger Auslegungsdrehzahl zwischen 240 und 260 Umdrehungen entspricht, so dass einheitlich über 230 Ensemble gemittelt wurde. Die Zusammenhänge und Definition der Variablen sind in Abbildung 2.10 dargestellt.



**Abbildung 2.10** – Definition der für die Ensemble-Mittelung wichtigen Parameter bei der Messung

$$p_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=0}^{N-1} (p_i - \bar{p})^2} \quad (2.17)$$

Zur Mittelung des Druckes im Hinblick auf die (relativ bewegten) vorbei laufenden Schaufeln wurden die Daten mit Hilfe des drehzahlsynchrone Triggersignales ensemble-gemittelt. Dadurch werden stochastische Signalanteile unterdrückt. Das Triggersignal stellt außerdem die zeitliche Synchronisation sämtlicher gleichzeitig vermessener Sensorzeitverläufe sicher.

$$\langle p(t(j)) \rangle = \frac{1}{O} \cdot \sum_{k=0}^{O-1} p_k(t(j), x) \quad (2.18)$$

Die Zeit  $t$  ist dabei durch die Abtastrate der Messkarte  $\Delta t$  und den Zeitschritt  $j$  gekennzeichnet. Dabei läuft  $j$  über den Bereich  $j = 0 \dots M$ .  $M$  ist dabei die Anzahl der Abtastungen der Messkarte zwischen zwei Triggersignalen und entspricht damit den Abtastungen während einer Umdrehung

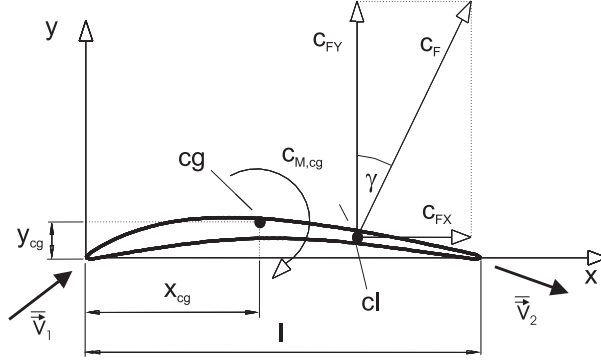


des Verdichters. Dabei ist der  $\langle p(t(j)) \rangle$  der instationäre Druck an einer bestimmten Relativposition zur vorbeibewegten Schaufel. Der ensemble-gemittelte RMS-Wert enthält somit Informationen über Instationarität der Druckschwankungen in Abhängigkeit von der Relativposition aller Schaufelreihen zueinander. Er wird gebildet aus der Streuung von 230 Messwerten um ihren Mittelwert in der gleichen Konfiguration aller Schaufelreihen.

$$\langle p_{RMS} \rangle = \sqrt{\frac{1}{O} \sum_{k=0}^{O-1} (p_k(t, x) - \langle p(t, x) \rangle)^2} \quad (2.19)$$

Auf der Basis der Druckmessungen können die instationären Schaufelkräfte im Mittelschnitt berechnet werden. Wie bei Grollius [26] sind die Kraftkomponenten auf das Schaufelkoordinatensystem bezogen worden (Abbildung 2.11). Die gewählten Kraftkomponenten bzw. deren Beiwerte wirken entlang der Schaufelsehne ( $F_x$ ,  $c_{FX}$ ) sowie senkrecht dazu ( $F_y$ ,  $c_{FY}$ ). Da die Position des Auftriebszentrums (centre of lift, cl) im Zeitverlauf schwankt, ist das wirkende Moment  $M$  auf den Schaufelschwerpunkt (centre of gravity, cg) bezogen.

Wenn die Variation der Druckverteilungen über die Schaufelhöhe vernachlässigt wird, kann die



**Abbildung 2.11** – Geometrie, Kraftbeiwerte und Geschwindigkeiten im Schaufelkoordinatensystem

auf die Schaufel wirkende Kraft wie folgt berechnet werden:

Die Kraftkomponenten sowie das Moment können durch Integration der Drücke entlang der DS und SS der Schaufeloberfläche bei Berücksichtigung der Schaufelkontur ermittelt werden (Gleichungen 2.20 bis 2.23). Dabei muss die Schaufelhöhe  $h$  hinzugezogen werden. Die Druckverteilung im Mittelschnitt wird dabei für die gesamte Schaufelhöhe als repräsentativ für die Kernströmung angenommen. Für die hier behandelten Untersuchungen ist das akzeptabel.

$$\langle F_x(t) \rangle = h \oint \langle p(t, x) \rangle \cdot \frac{dy}{dx} dx \quad (2.20)$$

$$\langle F_y(t) \rangle = h \oint \langle p(t, x) \rangle \cdot dx \quad (2.21)$$

$$\langle F(t) \rangle = \sqrt{\langle F_x(t) \rangle^2 + \langle F_y(t) \rangle^2} \quad (2.22)$$

$$\langle M_{cg}(t) \rangle = -h \oint \langle p(t, x) \rangle \cdot \left[ (y_{cg} - y) \frac{dy}{dx} + (x_{cg} - x) \right] dx \quad (2.23)$$

Für die Integration ist der Druck zwischen den Messpositionen auf der jeweiligen Schaufelseite interpoliert worden. Wie bei Grollius [26] beschrieben, wurde der Druck unmittelbar an der Vorder- und Hinterkante der Schaufel durch den Mittelwert des Messwertes der jeweils nächstliegenden Drucksensoren auf Druck- und Saugseite gebildet. Das Verfahren wurde von Jia [38], [39] mit Daten aus der numerischen Simulation überprüft, und eine ausreichende Genauigkeit bestätigt. Bei der Numerischen Simulation wurde zur Berechnung der instationären Kräfte der instationäre

Druckverlauf von der Vorderkante bis zur Hinterkante integriert. Die Vergleiche mit den Experimenten, die aufgrund der Sensorbestückung nur den Bereich zwischen 10% und 90% der Schaufeltiefe berücksichtigen, war dabei hervorragend.

Die Ursachen sind darin zu sehen, dass die Druckfluktuationen zwischen 90% und der Hinterkante abnehmen und die starken Druckfluktuationen im Bereich der Vorderkante in dem Bereich der Schaufeln auftreten, wo sie auf die in y-Richtung wirkende Kraftkomponente durch die Profilform der Schaufeln nur geringen Einfluss haben. Die Kraftkomponente in x-Richtung ist dabei stärker von Ungenauigkeiten behaftet, aber durch deren geringen Betrag sind diese Einflüsse ebenfalls vernachlässigbar. Für aerodynamische wie auch strukturmechanische Betrachtungen ist die Kraftkomponente in y-Richtung die entscheidende, während der in x-Richtung, vor allem aufgrund der Lage der Hauptträgheitsachsen, kaum Bedeutung zukommt. Das gleiche gilt für aeroelastische Betrachtungen. Für das aerodynamisch bedingte Moment um den Profilschwerpunkt, das durch die Staupunktwanderung hervorgerufen wird, ist ebenfalls die Kraft in y-Richtung dominierend, während der Kraftkomponente in x-Richtung kaum von Bedeutung ist.

Trotzdem konnte mit dem Verfahren der Interpolation des Druckes zwischen Druck- und Saugseite auch für die Kraftkomponente in x-Richtung eine ausreichend gute Übereinstimmung mit den numerischen Simulationen gefunden werden.

Die Staupunkte der Strömung wurden jeweils an Vorder- und Hinterkante der Schaufel am Durchstoßpunkt der Profildrehne angenommen. Der Algorithmus wurde durch Müller [65] in ein Computerprogramm implementiert. Die Kräfte können mit der Schaufeloberfläche und dem dynamischen Druck der Zuströmung in einen Kraftbeiwert umgerechnet werden. Der dynamische Druck wird bei der Gitterströmung aus dem Betrag des vektoriellen Mittels aus Zu- und Abströmgeschwindigkeit berechnet. Das Moment wird mit der Schaufeloberfläche, der mittleren Schaufeltiefe und dem dynamischen Druck in einen Momentenbeiwert umgerechnet. Da sich sämtliche Auswertungen auf den Mittelschnitt beziehen, wird für die mittlere Schaufeltiefe die Sehnenlänge  $l$  im Mittelschnitt verwendet.

$$\bar{v}_\infty = |\overrightarrow{\bar{v}_\infty}| = \frac{\overrightarrow{v_1} + \overrightarrow{v_2}}{2} \quad (2.24)$$

$$\langle c_F(t) \rangle = \frac{2 \langle F(t) \rangle}{\rho \cdot \bar{v}_\infty^2 \cdot A} \quad (2.25)$$

$$\langle c_{M,cg}(t) \rangle = \frac{2 \langle M_{cg}(t) \rangle}{\rho \cdot \bar{v}_\infty^2 \cdot A \cdot l} \quad (2.26)$$

Für die Auswertung der Einflüsse von Clocking der Leitreihen ist es erforderlich, die dynamische Anregung der Lauf- und Leitschaufeln mit möglichst einer charakteristischen Größe beschreiben zu können. Als erstes bietet sich die Amplitude der Harmonischen bei der Blattfolgefrequenz (BFF) der umgebenden Schaufeln an. Dazu wird mit Hilfe einer Fast Fourier Transformation (FFT) der Frequenzgang von  $\langle F \rangle$ ,  $\langle F_x \rangle$ ,  $\langle F_y \rangle$  und  $\langle M_{cg} \rangle$  ermittelt. Dabei treten die größten Kraftamplituden in der Regel bei der Blattfolgefrequenz und ihren ganzzahligen Vielfachen auf. Der NGV hat in allen Leitgittern und dem Vorleitgitter die gleiche Schaufelzahl von 83. Deshalb ist für die Kraftamplitude an einer Laufschaufel im Frequenzbereich die Blattfolgefrequenz der Leitschaufeln von Bedeutung (Gleichung 2.27).

In allen Laufgittern hat der NGV ebenfalls die gleiche Schaufelzahl von 63. Deshalb ist für die Kraftamplitude an einer Leitschaufel im Frequenzbereich die Blattfolgefrequenz der Laufschaufeln von Bedeutung (Gleichung 2.28).

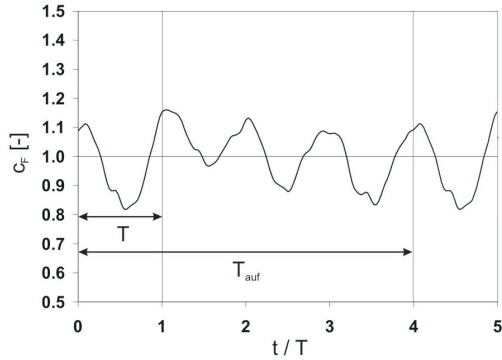
$$BFF_R = n \cdot z_R \quad (2.27)$$

$$BFF_S = n \cdot z_S \quad (2.28)$$

Die Auswertungen des Einflusses von Clocking der Leitgitter auf die Harmonischen der Blattfolgefrequenz haben gezeigt, dass die Amplituden der Höherharmonischen sich sehr unterschiedlich verhalten und teils ein entgegengesetztes Verhalten zeigen als die Amplitude bei der Blattfolgefrequenz. Das kann zur Folge haben, dass sich zwar die Amplitude bei der ersten Harmonischen bei Clocking stark verändert, aber durch die Änderung der Amplituden der Höherharmonischen zwar

die Form, aber nicht die Amplitude des Ausgangssignals im Zeitbereich geändert wird. Damit kann es zu einem Trugschluss führen, nur mit der ersten Harmonischen der BFF die dynamische Anregung der Schaufeln zu beurteilen. Es muss für einen genauen Vergleich bei verschiedenen Clocking-Konfigurationen die Summe der Amplituden aller harmonischer Frequenzen unter Beachtung der Phasenwinkel gebildet werden.

Eine bessere und deutlich einfacher auszuwertende Größe zur Beurteilung der dynamischen Amplitude ist die Peak-Amplitude des Zeitverlaufes. Die Peak-Amplitude eines periodischen Signals entsprechend Abbildung 2.12 kann mit Gleichung 2.29 berechnet werden.



**Abbildung 2.12** – Über  $t/T=4$  periodisches Signal eines beispielhaften Verlaufes eines Kraftwertes

$$\langle \hat{c}_F \rangle = \frac{\max \langle c_F(t) \rangle - \min \langle c_F(t) \rangle}{2} \quad (2.29)$$

Dabei läuft  $t$  über einen Bereich von 0 bis  $T_{auf}$ .  $T$  ist die Blattfolgeperiode, die den vermessenen Verlauf der Messgröße weiter charakterisiert. Die Periode des gesamten Signalverlaufes ist dabei  $T_{auf} = 4t/T$ , bei der tatsächlichen Messung ist das die Aufzeichnungszeit und im Fall der ensemble-gemittelten Daten eine Umdrehung des Verdichters. Diese Definition der Peak-Amplitude berücksichtigt für das Signal in Abbildung 2.12 nur jeweils das absolute Maximum bzw. Minimum. Weil dem tatsächlichen Verlauf aber noch nieder- und höherfrequente Schwingungen überlagert sind, ist es besser eine aus allen Maxima und Minima gebildete mittlere Peak-Amplitude zu berechnen (Gleichung 2.30 und 2.31). Dabei ist zu beachten, dass das Signal nach Abbildung 2.12 mit  $T_{auf}$  periodisch ist.

$$\langle \hat{\tilde{c}}_F \rangle = \frac{1}{N-M} \sum_{i=0}^{N-M} \frac{\max X_i - \min X_i}{2} \quad (2.30)$$

Dabei ist  $X$  aus der Menge

$$X = \{ \langle c_F(i) \rangle \dots \langle c_F(i+M) \rangle \} \quad (2.31)$$

mit der Periode eines Schaufeldurchlaufes,

$$T = \frac{1}{BFF} = M \cdot \Delta t = M \frac{1}{f_{ab}} \quad (2.32)$$

und der Zeit für eine komplette Rotorumdrehung:

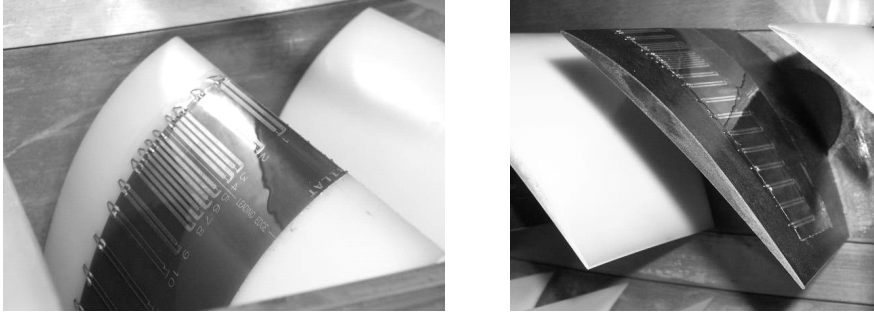
$$T_{auf} = \frac{1}{n} = N \cdot \Delta t = N \frac{1}{f_{ab}}. \quad (2.33)$$

Es hat sich gezeigt, dass die so berechnete Peak-Amplitude etwa dem  $\sqrt{2}$ -fachen des RMS-Wertes entspricht. Das entspricht der Definition der Peak-Amplitude, die bei einer reinen Sinusschwingung exakt das  $\sqrt{2}$ -fache des Effektivwertes, also der Standardabweichung vom zeitlichen Mittelwert, betragen muss.

#### 2.4.4 Oberflächenheißfilme

Die Untersuchung des instationären Grenzschichtverhaltens auf den Schaufeln wurde mit Oberflächenheißfilmen vorgenommen, deren Anordnung auf Leit- und Laufschaufeln Abbildung 2.13 zeigt. Sowohl auf den Lauf- als auch den Leitschaufeln wurde je ein Heißfilmmarray auf DS und SS im Mittelschnitt angeordnet. Die mit zwei Konstant-Temperatur-Anemometer mit je acht Messbrücken aufgezeichneten Zeitreihen der Anemometerspannungen wurden anschließend ausgewertet.

Mit den Heißfilmen wird eine dem Wärmeübergang zwischen der Strömung und dem Sensorele-



**Abbildung 2.13** – Oberflächenheißfilme auf einer Leitschaufel (links) und einer Laufschaufel (rechts) der 1. Stufe des NGV Dresden (jeweils Saugseite, Mittelschnitt)

ment proportionale Größe bestimmt. Nach Bellhouse u. Schultz (1966) ist die Beziehung zwischen der Wandschubspannung  $\tau_w$  und dem Wärmeübergang in der folgenden Form gegeben.

$$\tau_w = K \cdot \left( \frac{E^2 - A^2}{\Delta\vartheta} \right)^3 \quad (2.34)$$

Dabei ist  $E$  die elektrische Spannung des Heißfilmanemometers und  $\Delta\vartheta$  die Temperaturdifferenz zwischen der Strömung und dem aufgeheizten Sensor. Die Konstanten  $K$  und  $A$  berücksichtigen den Wärmeübergang zur Schaufel. Nach Hodson et al. [29] können qualitative Ergebnisse zur Wandschubspannung mit folgender Beziehung ermittelt werden.

$$\langle QWSS(t) \rangle = C \cdot \langle \tau_w(t) \rangle^{\frac{1}{3}} = \frac{\langle E(t) \rangle^2 - E_0^2}{E_0^2} \quad (2.35)$$

Dabei ist  $E(t)$  die Anemometerspannung während des Versuchs und  $E_0$  diejenige ohne Strömung (vor oder nach dem Versuch ermittelt). Die als Quasi-Wandschubspannung (QWSS) bezeichnete Größe gibt den qualitativen Verlauf der Wandschubspannung wieder. Mit ihm lassen sich die wesentlichen Informationen zum Grenzschichtzustand ableiten.

Für die Auswertung der Heißfilmmessungen wurden verschiedene statistische Methoden genutzt. Der zeitgemittelte RMS-Wert (Root Mean Square) der durch stochastische und periodische Schwankungsanteile beeinflusst wird, kann mit Gleichung 2.36 berechnet werden.

$$E_{RMS}(x) = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=0}^{N-1} \left( E_i(t, x) - \overline{E(x)} \right)^2} \quad (2.36)$$

Dabei wird der zeitliche Mittelwert nach Gleichung 2.37 gebildet.

$$\overline{E(x)} = \frac{1}{N} \sum_{i=0}^{N-1} E_i(t, x) \quad (2.37)$$

Eine weitere statistische Größe, die zur Bestimmung des Grenzschichtzustandes genutzt werden kann, wird als Schiefe (Skewness) bezeichnet. Diese Größe repräsentiert den Grad der Asymmetrie

einer statistischen Verteilung einer Messgröße um ihren Mittelwert. Deren zeitlich gemittelter Wert wird mit folgender Beziehung berechnet.

$$S(x) = \frac{\sum_{i=0}^{N-1} (E_i - \bar{E})^3}{\left[ \sum_{i=0}^{N-1} \sqrt{(E_i - \bar{E})^2} \right]^3} \quad (2.38)$$

Um Messwerte unter Beachtung der Phasenlage (in diesem Fall bezüglich der Relativposition zu den Laufschaufeln bzw. Leitschaufeln) zu mitteln, wird eine Ensemble-Mittelung durchgeführt. Bei Nutzung dieser Methode werden stochastische Schwankungen in den Ergebnissen reduziert. Die Ensemble-Mittelung wird mit folgender Beziehung durchgeführt (vgl. auch Abbildung 2.10).

$$\langle E(t, x) \rangle = \frac{1}{O} \sum_{k=0}^{O-1} E_k(t, x) \quad (2.39)$$

Dabei ist  $E_k$  der momentane Messwert zu einer gegebenen Zeitdifferenz zu einer Referenzzeit und  $O$  die Anzahl der Ensemble, die in die Mittelung eingehen. Die Referenzzeit ist definiert durch das Vorbeilaufen einer bestimmten Schaufel an einer gegebenen Position am Verdichterumfang. Dazu wird ein Triggersignal verwendet. Das Ergebnis  $\langle E(t, x) \rangle$  ist der resultierende ensemble-gemittelte Wert, der vom Ort  $x$  (Lage des Sensors auf der Schaufel) und von der Zeit (die über eine Umdrehung des Rotors läuft) abhängt. Für die vorliegenden Auswertungen wurden bei den Heißfilmmessungen über 335 Zeitverläufe gemittelt. Zur Bestimmung der Schwankungsanteile der Messgrößen an Relativpositionen bezüglich des vorbeilaufenden Rotors wird der ensemble-gemittelte RMS-Wert verwendet, der durch folgende Beziehung gegeben ist.

$$\langle E_{RMS}(t, x) \rangle = \sqrt{\frac{1}{O} \sum_{k=0}^{O-1} (E_k(t, x) - \langle E(t, x) \rangle)^2} \quad (2.40)$$

Die ensemble-gemittelte Schiefe wird mit folgender Beziehung berechnet.

$$\langle S(t, x) \rangle = \frac{\sum_{i=0}^{N-1} (E_i(t, x) - \langle E(x) \rangle)^3}{\left[ \sum_{i=0}^{N-1} \sqrt{(E_i(t, x) - \langle E(x) \rangle)^2} \right]^3} \quad (2.41)$$

Die Anwendung dieser Parameter für die Analyse des Grenzschichtzustandes wird im Abschnitt 8.2 auf Seite 142 detailliert beschrieben.

#### 2.4.5 Hitzdrahtanemometrie

Mit einer Eindraht-Hitzdrahtsonde (Dantec 55P11) wurden mit dem Messsystem STREAMLINE (Dantec Dynamics) die Strömungsfelder in den Axialspalten zwischen den Schaufelreihen untersucht. Damit können die Struktur der Nachlaufzellen der Lauf- und Leitschaufeln sowie Potentialinflüsse und die Position der Nachlaufzelle einer stromauf liegenden Leitschaufel nach dem Passieren der stromab von ihr liegenden Laufreihe erfasst werden. Weiterhin wurden anhand der Hitzdrahtmessdaten die Messdaten der Zylindersonden überprüft.

Die Eindrahtsonde wurde dazu so eingebaut, dass sie die axiale Geschwindigkeitskomponente erfasste. Die Ergebnisse der Hitzdrahtmessungen wurden in zeitlich und ensemble-gemittelter Form dargestellt.

Die Axialgeschwindigkeit ergibt sich dabei aus der Anemometerspannung nach Kalibrierung (Ermittlung der Kalibrierkonstanten) durch das King'sche Gesetz (Gleichung 2.42). Die Berechnung der Strömungsgrößen erfolgte zeitgemittelt für Messungen im stationären System (Zu- und Abströmung der Leitschaufeln), um die Nachlaufzellen der Leitschaufeln nach ihrem Passieren der stromab liegenden Laufreihe zu erfassen.

$$E(t)^2 = A + B \cdot c_{ax}(t)^n \quad (2.42)$$

$$\overline{c_{ax}} = \frac{1}{N} \sum_{i=0}^{N-1} c_{ax,i}(t) \quad (2.43)$$

$$c_{ax,RMS} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=0}^{N-1} (c_{ax,i}(t) - \overline{c_{ax}})^2} \quad (2.44)$$

$$\overline{T u_{ax}} = \overline{T u} = \frac{c_{ax,RMS}}{\overline{c_{ax}}} \quad (2.45)$$

Die zeitaufgelösten, drehzahlperiodischen Verläufe von Axialgeschwindigkeit und  $c_{ax,RMS}$  werden durch die ensemble-Mittelung möglich und nach Gleichungen 2.46 und 2.46 berechnet. Der Turbulenzgrad ergibt sich aus Verhältnis des RMS-Wertes zum Mittelwert. Dabei ist zu unterscheiden zwischen zeitlich und ensemble-gemitteltem Turbulenzgrad (Gleichung 2.45 bzw. Gleichung 2.49).

$$\langle c_{ax}(t) \rangle = \frac{1}{O} \sum_{k=0}^{O-1} c_{ax,k}(t) \quad (2.46)$$

$$\langle c_{ax,RMS} \rangle = \sqrt{\frac{1}{O} \sum_{k=0}^{O-1} (c_{ax,k}(t) - \langle c_{ax}(t) \rangle)^2} \quad (2.47)$$

$$T u_{ax}(t) = T u = \frac{\langle c_{ax,RMS}(t) \rangle}{\langle c_{ax} \rangle} \quad (2.48)$$

$$t = t(j) \quad j = 0 \dots M$$

## 2.4.6 Zylindersonde

### 2.4.6.1 Beschreibung

Um die Strömung in den Axialspalten des Verdichters bei verschiedenen Clocking-Konfigurationen zeitgenau vermessen zu können, wurden verschiedene Messverfahren in Betracht gezogen. Will man die instationäre Schaufelinteraktion erfassen, kommen nur zeitgenaue Messsysteme infrage. Bedingt durch den Aufbau des Verdichters, die erschwerte Zugänglichkeit und vor allem die erhebliche Messzeit (Lehmann [51]) schieden optische Verfahren aus. Bei der Hitzdrahtmesstechnik ist es nur äußerst schwer möglich, eine kalibrierte Sonde in den Verdichter einzubauen, ohne sie von der Verkabelung zu lösen. Damit unterliegt auch ihre Kalibrierung erheblichen Unsicherheiten. Vor allem bei der Kalibrierung der Richtungsempfindlichkeit wäre der Zeitaufwand sehr hoch geworden, weil die Kalibrierung bei der langen Messzeit oft erneuert hätte werden müssen. Der gravierendste Nachteil aber ist, dass dies alles Messverfahren für die Geschwindigkeitsvektoren sind. Bei der Schaufelinteraktion spielen Druckfelder eine wesentliche Rolle. Also ist ein Verfahren, was die Verteilungen von Drücken und Strömungsrichtung im Messpunkt erfasst von Vorteil. Aus diesem Grund wurden zylindrische Drucksonden entwickelt.

Die Arbeiten von Gossweiler [24], Kupferschmied [48], Schlienger et al. [77], Rieß und Braun [84] haben zur Entscheidung und zum Gelingen von Bau und Einsatz der Sonden beigetragen.

Die Zylindersonden (Abbildung 2.14(a)) wurden für die Vermessung des instationären Strömungsfeldes im Projekt vorgesehen und verwendet, weil sich aus den von ihr vermessenen Größen (Gesamtdruck, statischer Druck und Anströmwinkel) unter den Voraussetzungen einer (nahezu) ebenen Strömung und einer konstanten Temperatur mit der aufgezeichneten Drehzahl alle weiteren Strömungsgrößen zeitgenau bestimmen lassen. Mit einer Sonde, die nur einen Sensor und eine Druckbohrung hat, ist man in der Lage periodisch instationär den Gesamtdruck, den statischen Druck und die Anströmrichtung zu bestimmen. Die ebene Strömung ist im Mittelschnitt näherungsweise vorhanden. Für den Auslegungspunkt des Verdichters beträgt die radiale Komponente der Geschwindigkeit je nach Messebene im Mittelschnitt nur 1% bis maximal 3% der Absolutgeschwindigkeit. Damit fiel die Entscheidung auf eine einfache zylindrische Einlochsonde, die mit 3 Winkelstellungen als Quasi-Dreilochsonde eingesetzt wurde.

Die Totaltemperatur kann instationär als konstant angenommen werden, da ihre Änderungen z.B.

innerhalb der Nachlaufdüellen im NGV aufgrund der geringen Machzahl mit konventionellen Messmethoden nicht aufgelöst werden können. Im Vergleich zum Hitzdraht besitzt die Zylindersonde den Vorteil, dass die Drücke direkt gemessen werden können und dass die Kalibrierung sehr lange gültig ist.

Sonde 1 wurde 2004 gebaut und kalibriert. Beim Einsatz im Clocking-Projekt 2006 wurden die Kalibrierwerte von 2004 (Schmidt [78]) wieder bestätigt. Die unkomplizierte Handhabung und Robustheit der Zylindersonde sind beim Zugang der Messebenen am Verdichter sehr vorteilhaft. Die

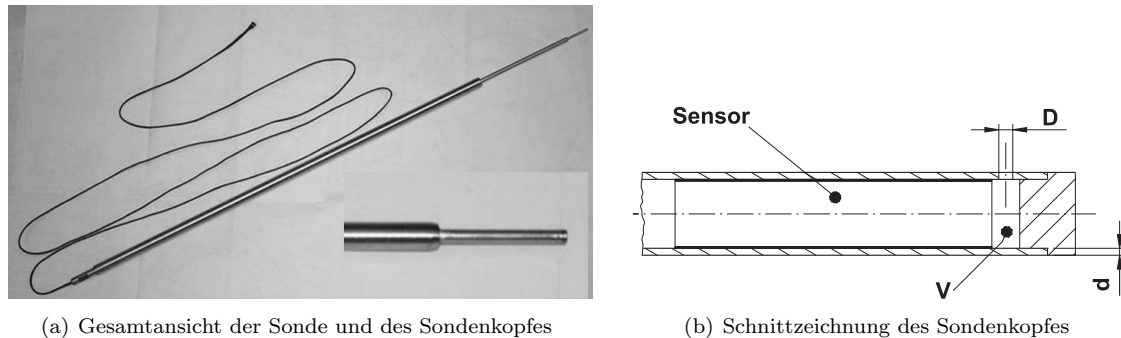
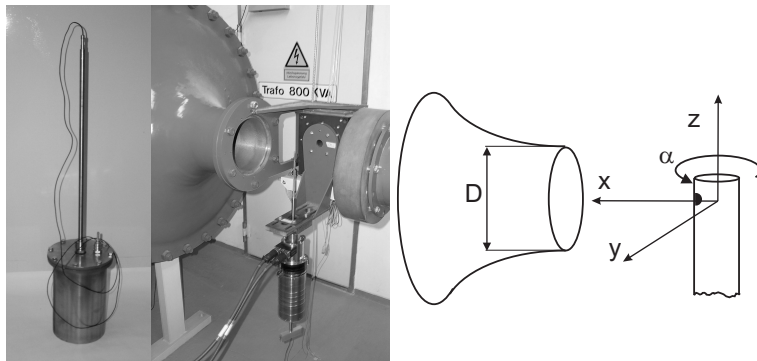


Abbildung 2.14 – Zylindersonde

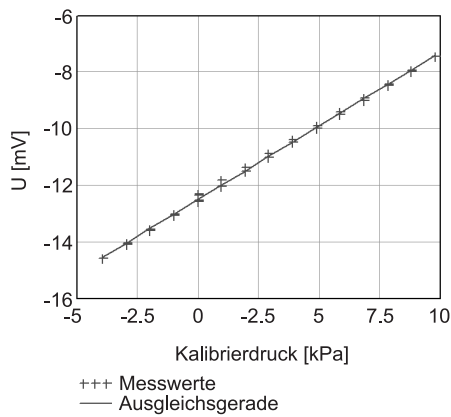
Zylindersonden (Abbildung 2.14(a)) haben die gleiche Schaftgeometrie wie alle am NGV eingesetzten Sonden. Nach der letzten Abstufung des Schaftes am Sondenkopf befindet sich ein Röhrchen mit 3 mm Außendurchmesser und 0.25 mm Wandstärke, in das ein zylindrischer piezoresistiver Ultraminiaturdruckaufnehmer eingeklebt ist. Vor dem Sensor befindet sich eine Kavität, die durch das Verschließen des Röhrchens mit einem Deckel entsteht. Das Röhrchen besitzt im Bereich der Kavität eine zur Sondenachse radial angeordnete Bohrung. Dadurch werden sowohl die Kavität als auch der Sensor mit dem Druck beaufschlagt, der an der Oberfläche des Zylinders an der Stelle der Bohrung wirkt (Abbildung 2.14(b)). Das Volumen der Kavität ( $4.9\text{mm}^3$ ) und der Durchmesser der Bohrung (Sonde 1: 0.5 mm und Sonde 3: 0.3 mm) wurden so gewählt, dass sie, als Helmholtzresonator betrachtet, eine Eigenfrequenz von 21.7 kHz bzw. 13 kHz besitzen. Der eingebaute Druckaufnehmer hat einen nutzbaren Frequenzbereich von 25 kHz, einen Messbereich von 0.35 bar. Er ist von der Bauart “sealed gage“, misst also gegen einen gekapselten Druck von 1 bar. Eine detaillierte Beschreibung der Konstruktion, des Baues und der Erprobung der Zylindersonde wird von Schmidt [78] gegeben.

#### 2.4.6.2 Kalibrierung

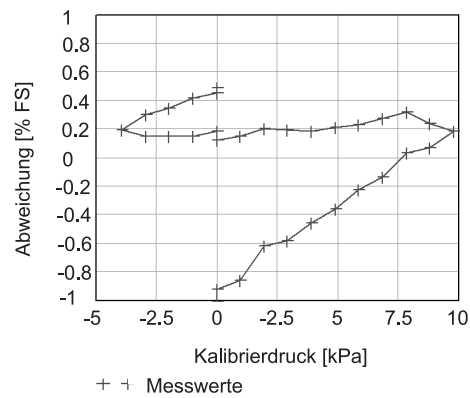
Zur stationären Kalibrierung des Drucksensors kann die Zylindersonde druckdicht in der links in Abbildung 2.15 dargestellten Kalibrierbox eingebaut werden. Mit einem Betz-Manometer wird der Innendruck bestimmt, der mit einer Luftpumpe oder einem Kompressor aufgebracht werden kann. Es können wahlweise Sonden, NGV-Schaufeln sowie Einzelsensoren im Behälter eingebaut und kalibriert werden. Er ist auch im Hinblick auf weitere Anwendungen bis 7 bar ausgelegt. Eine genaue Beschreibung und Auslegung des Druckbehälters ist bei Schmidt [78] gegeben. Mit dem Präzisionsmanometer kann nahezu der gesamte im Verdichter auftretende Druckbereich kalibriert werden. In der Regel wurden die piezoresistiven Sensoren von  $-4\text{kPa}$  bis  $9.8\text{kPa}$  kalibriert. Bei den zwei verwendeten Sonden wurde bei der Kalibrierung (Abbildung 2.16(a)) eine Ablage der Kalibrierwerte festgestellt, die in Abbildung 2.16(c) dargestellte ist und als Nullpunktdrift identifiziert werden konnte.



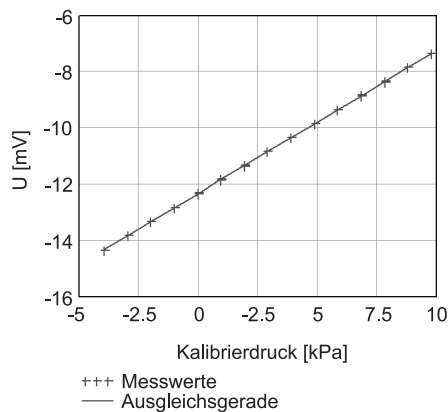
**Abbildung 2.15** – links, Zylindersonde in der Kalibrierbox; mitte, Sonde im Kalibrierkanal; rechts, Koordinatensystem bei der Sondenkalibrierung



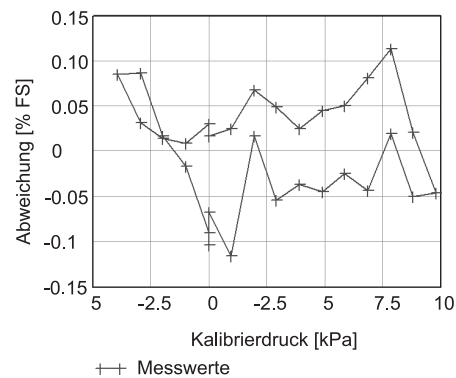
(a) Messwerte mit zeitlicher Drift



(b) Abweichung mit zeitlicher Drift



(c) Messwerte ohne zeitlicher Drift



(d) Abweichung ohne zeitliche Drift

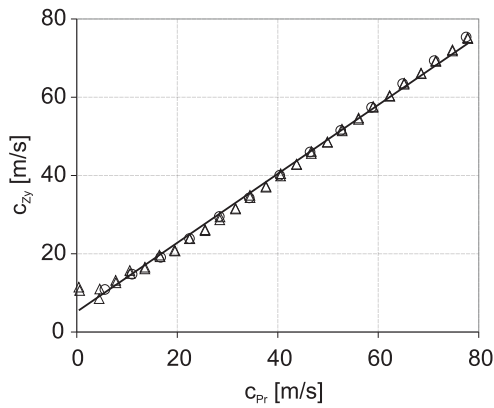
**Abbildung 2.16** – stationäre Kalibrierwerte von Sonde 1

Die Drift ist zeitlich nahezu völlig linear, so dass die einfach korrigiert werden kann. Das Kalibriersignal mit korrigierter zeitlicher Drift ist in Abbildung 2.16(b) dargestellt. Durch die Aufzeichnung der Sensorspannung bei Umgebungsdruck (Stillstand des Kalibrierkanals bzw. des Verdichters) kann die Drift sowohl bei der Kalibrierung als auch bei der Messung ermittelt und

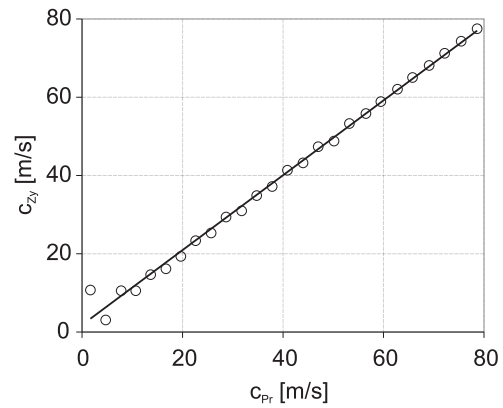


durch die Kenntnis der Aufzeichnungszeit jedes Messpunktes korrigiert werden. Für die Messdatenauswertung ist die Korrektur im Auswertalgorithmus implementiert. Mit der Korrektur der zeitlich linearen Drift können die Messunsicherheiten des Sensors erheblich reduziert werden, wie in Abbildung 2.16(d) erkennbar ist. Damit werden vom Sensor von Sonde 1 folgende Werte für die Abweichung des Messdruckes vom stationären statischen Druck erreicht: Maximale Abweichung  $\pm 40\text{Pa}$ , mittlerer Abweichung  $\pm 21\text{Pa}$ . Sonde 3 erreicht eine maximale Abweichung von  $\pm 63\text{Pa}$  und eine mittlere Abweichung von  $\pm 39\text{Pa}$ .

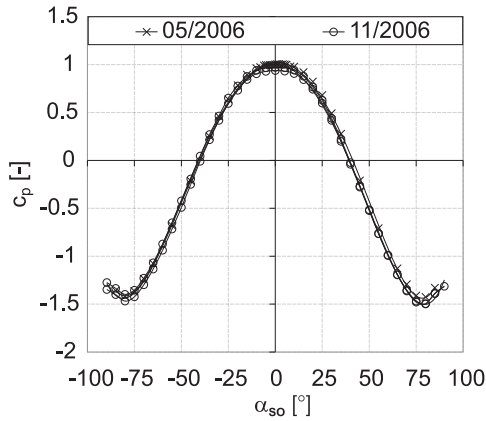
Nachdem so die Kalibrierfaktoren ermittelt waren, wurden die Sonden einer stationären Geschwindigkeits- und einer Richtungskalibrierung im Freistrah (Abbildung 2.17, Mitte und rechts) unterzogen. Für die Sonden 1 und 3 ist das Verhalten bei der Geschwindigkeitskalibrierung nach der Korrektur einer zeitlich linearen Drift in Abbildung 2.17 dargestellt. Beide Sonden zeigen ein brauchbares stationäres Verhalten.



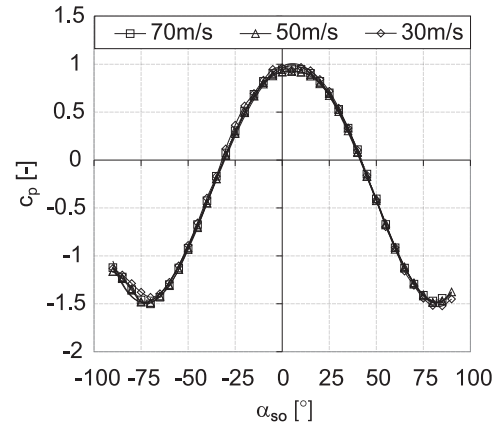
(a) Geschwindigkeitskalibrierung Sonde 1



(b) Geschwindigkeitskalibrierung Sonde 3



(c) Richtungskalibrierung Sonde 1



(d) Richtungskalibrierung Sonde 3

**Abbildung 2.17** – Stationäre Kalibrierung

Die Geschwindigkeitskalibrierung wurde vom 0 m/s bis 77 m/s durchgeführt. Die Richtungskalibrierung wurde für 30 m/s, 40 m/s, 50 m/s, 60 m/s und 70 m/s durchgeführt. Für 30 m/s und 70 m/s wurde nur einmal der Winkelbereich und jeweils von  $-90^\circ$  bis  $+90^\circ$  abgefahren, für die anderen Geschwindigkeiten wurde wieder zurück auf  $-90^\circ$  traversiert. Die Schrittweite betrug dabei immer  $5^\circ$ . Um die Nullpunkte ohne Strömung sauber zu vermessen, wurde dazu die Sonde bei Stillstand des Kanals auf  $38^\circ$  gedreht. Das entspricht dem Nulldurchgang der Kalibrierkurven in Abbildung 2.17, ist also die Winkelposition, bei der die Druckbohrung der Sonde mit dem statischen Druck beaufschlagt ist. Es ist zu erkennen, dass sich die Kalibrierkurve von Sonde

1 (Abbildung 2.17(c)) zwischen Mai und November desselben Jahres nur sehr wenig verändert hat. Abbildung 2.17(d) zeigt am Beispiel von Sonde 3, dass die Richtcharakteristik im Rahmen der Messunsicherheiten unabhängig von der Geschwindigkeit ist. Man erkennt auch, dass die Kalibrierkurve ihr Maximum bei positiven Sondenwinkeln hat, was auf einen geringfügigen Unterschied der Lage der Druckbohrung relativ zum Richtklotz der Sonde zurückzuführen ist.

#### 2.4.6.3 Funktionsweise der zeitgenauen Messung

Um instationär alle Strömungsgrößen in einer Messebene mit einer Sonde mit nur einer Druckbohrung zu ermitteln, ist es nötig eine Quasi-Dreilochsonde zu erzeugen. Diese Quasi-Dreilochsonde ist im Einsatzbereich auf stationäre und periodisch instationäre Strömungsvorgänge begrenzt und kann keine transienten Vorgänge erfassen. Da die Strömung im Verdichter periodisch mit einer Umdrehung ist, kann die Sonde eingesetzt werden, um das periodisch instationäre Strömungsfeld mit ihr zu vermessen. Dazu muss die Sonde in der Strömung jeweils um einen festen Drehwinkel  $\pm\alpha_{so}$  gedreht werden, d.h. bei allen drei Winkelpositionen muss eine Messreihe aufgezeichnet werden (2.18). Die Abtastrate lag dabei bei 60 kHz und die Messzeit betrug 20 Sekunden. Die drei Messreihen sind zueinander zeitverschoben, weshalb die Zeitreihen der Drücke  $p_1$ ,  $p_2$ , und  $p_3$  über das Rotor-Triggersignal ensemble-gemittelt und dadurch synchronisiert werden. Das heißt es muss eine ensemble-Mittelung über  $N$  Rotorumdrehung durchgeführt werden. Bei 20 Sekunden Messzeit und 1000 Umdrehungen pro Minute wird damit über 333 Ensemble bzw. Umdrehungen gemittelt.

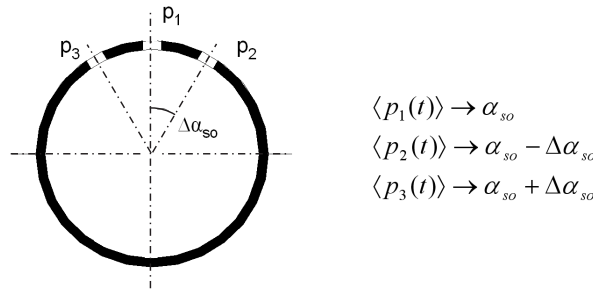


Abbildung 2.18 – Schematische Darstellung der Zylindersonde als Quasi-Dreilochsonde

Für diese Quasi-Dreilochsonde können somit aus den Daten der Winkelkalibrierung die schon von herkömmlichen 3-Loch-Sonden bekannten Kalibrierfunktionen  $K_\alpha$ ,  $K_{tot}$  und  $K_{stat}$  gebildet werden.

$$K_\alpha = \frac{p_2 - p_3}{p_1 - p_m} = f(\alpha) \quad (2.49)$$

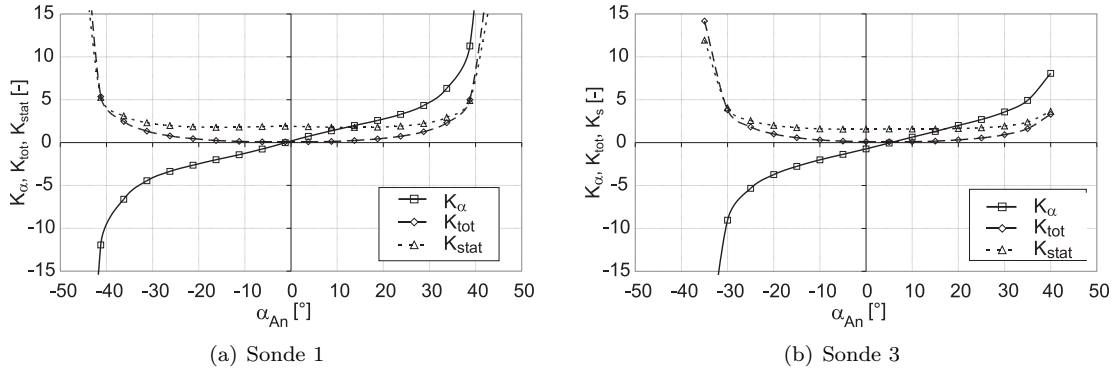
$$K_{tot} = \frac{p_t - p_1}{p_1 - p_m} = f(\alpha) \quad (2.50)$$

$$K_{stat} = \frac{p_2 - p_3}{p_1 - p_m} = f(\alpha) \quad (2.51)$$

$$\text{mit } p_m = \frac{p_2 + p_3}{2}$$

Diese Funktionen sind nur vom Anströmwinkel der Sonde abhängig. Eine Abhängigkeit von der Reynoldszahl bzw. der Strömungsgeschwindigkeit konnte nicht festgestellt werden. Aus der im vorhergehenden Abschnitt geschilderten Winkelkalibrierung wurden daher für die Generierung der Kalibrierkurven sämtliche Messwerte bei allen Kanalgeschwindigkeiten (30 m/s, 40 m/s, 50 m/s, 60 m/s und 70 m/s) verwendet, für jede Winkelstellung über den kalibrierten Geschwindigkeitsbereich gemittelt und in einen Messdruckverlauf über dem Sondenwinkel bei Standardbedingungen und 50 m/s umgerechnet (Trentzsch [83]). Dieser Druckverlauf (analog Abbildung 2.17) wird von der Auswertesoftware verarbeitet und in die Kalibrierfunktionen für  $K_\alpha$ ,  $K_{tot}$  und  $K_{stat}$  flexibel für

nahezu beliebige  $\alpha_{so}$  in der aktuellen Auswertung umgerechnet. Der Winkelbereich, in welchem die Kalibrierfunktionen stetig verlaufen, ist aufgrund ihrer Definition eingeschränkt. Weil der Nenner jeder Kalibrierfunktion bei einem  $\alpha > +40^\circ$  und  $\alpha < -40^\circ$  gegen Null strebt, entstehen Polstellen und eine eindeutige Auswertung an diesen Unstetigkeitsstellen ist nicht möglich. Wobei der Bereich, in dem die Kalibrierfunktionen sich stetig verhalten, vom Drehwinkel der Sonde  $\alpha_{so}$  abhängig ist. Sondendrehwinkel von  $30^\circ$  bis  $55^\circ$  sind praktisch relevant, wobei den größeren Winkeln der Vorzug gegeben werden sollte. Sämtliche Messungen während des gesamten Projektes wurden allerdings mit einem  $\alpha_{so}$  von  $30^\circ$  durchgeführt, um möglichst große Anströmwinkelschwankungen tolerieren zu können. Kleinere Winkelspreizungen sind nicht sinnvoll, da aufgrund der geringen Druckunterschiede zwischen den 3 Winkelpositionen der Druckbohrung die Genauigkeit der Messung sehr schlecht wird. Sondendrehwinkel von  $\pm 50^\circ$  sind aufgrund der Genauigkeit zu bevorzugen, dabei muss die Sonde aber zumindest anhand der stationären Messwerte vorher abgeglichen (in die Zuströmung ausgerichtet) werden. Die Ergebnisse der aus der Winkelkalibrierung resultierenden Kalibrierfunktionen sind für Sonde 1 in Abbildung 2.19(a) und für Sonde 3 in Abbildung 2.19(b) dargestellt.



**Abbildung 2.19** – Kalibrierfunktionen  $K_\alpha$ ,  $K_{tot}$  und  $K_{stat}$

Wie schon besprochen ist es nötig, die Datenreihen bei den drei Winkelpositionen, welche zu verschiedenen Zeitpunkten vermessen wurden, zu synchronisieren. Dies geschieht über das Rotor-Triggersignal, das parallel zu jeder Zeitreihe aufgezeichnet werden muss. Somit kann jeder Zeitpunkt der Zeitreihen  $p_1(t)$ ,  $p_2(t)$  und  $p_3(t)$  einer bestimmten Umfangsposition des Rotors im Verdichter zugeordnet werden und damit stimmen alle drei Zeitreihen in Ort bzw. Zeit überein. Zudem werden über das Triggersignal die Zeitreihen bei den einzelnen Winkelpositionen der Sonde nach Gleichung 2.18 über  $O$  Umdrehungen des Rotors ensemble-gemittelt. Dabei ist zu beachten, dass als Ergebnis der Ensemble-Mittlung der Verlauf des nicht normierten Druckes für jeden Messpunkt ermittelt wird. Aus Gründen der Lesbarkeit werden im Folgenden alle zeitabhängigen Ensemble-Mittelwerte  $\langle p(t(j)) \rangle$  nur noch mit spitzen Klammern  $\langle p \rangle$  gekennzeichnet. Mit den zeit-synchronen, nicht normierten und ensemble-gemittelten Messreihen  $\langle p_1 \rangle$ ,  $\langle p_2 \rangle$  und  $\langle p_3 \rangle$  errechnet man nun den Funktionswert  $K_\alpha$ :

$$\langle K_\alpha \rangle = \frac{\langle p_2 \rangle - \langle p_3 \rangle}{\langle p_1 \rangle - \langle p_m \rangle} \quad (2.52)$$

mit  $\langle p_m \rangle = \frac{\langle p_2 \rangle + \langle p_3 \rangle}{2}$ .

Mit dem errechneten Wert  $\langle K_\alpha \rangle$  erhält man durch lineare Interpolation zwischen den aus der Winkelkalibrierung bekannten Punkten der Funktion  $K_\alpha = f(\alpha)$  den Anströmwinkel  $\alpha_{An}$  der Sonde. Weiter kann man mit dem Anströmwinkel durch lineare Interpolation der Funktionen  $K_{tot} = f(\alpha)$  und  $K_{stat} = f(\alpha)$  nach Gleichungen 2.50 und 2.51 nun die Werte  $\langle K_{tot} \rangle$  und  $\langle K_{stat} \rangle$  bestimmen. Somit lassen sich aus diesen Funktionswerten zusätzlich zum Sondenanströmwinkel

der Totaldruck  $\langle p_t \rangle$  und der statische Druck  $\langle p_s \rangle$ , jeweils nicht normiert, für jeden Zeitpunkt berechnen.

$$\langle p_t \rangle = \langle p_1 \rangle + \langle K_{tot} \rangle [\langle p_1 \rangle - \langle p_m \rangle] \quad (2.53)$$

$$\langle p_s \rangle = \langle p_t \rangle + \langle K_{stat} \rangle [\langle p_1 \rangle - \langle p_m \rangle] \quad (2.54)$$

Zu dem Punkt der Auswertung werden alle erhaltenen Daten auf die Bedingungen der Standardatmosphäre in Messebene ME0 vor dem Einlauf des Verdichters normiert. Dazu wird für jede Messung der Zylindersonde gleichzeitig ein Kennfeldmesspunkt mit dem Steuerprogramm des Prüfstandes aufgezeichnet. Aus der Datei werden mit dem Auswertprogramm für die Zylinder-sondenmessung die erforderlichen Werte gelesen.

$$\langle p_{t,norm} \rangle = \langle p_t \rangle \frac{p_{t0,norm}}{p_{t0}} \quad (2.55)$$

$$\langle p_{s,norm} \rangle = \langle p_s \rangle \frac{p_{t0,norm}}{p_{t0}} \quad (2.56)$$

$$T_{t,norm} = T_t \frac{T_{t0,norm}}{T_{t0}} \quad (2.57)$$

$$T_{s,norm} = T_t \left( \frac{p_{s,norm}}{p_{t,norm}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (2.58)$$

$$\text{mit } p_{t0,norm} = 101325 Pa \quad \text{und} \quad T_{t0,norm} = 288 K$$

Nach der Normierung sind dann alle interessanten Strömungsparameter wie folgt berechenbar. Der Wert für  $\alpha_{An}$  ergibt sich dabei aus der rekursiven Auswertung der drei Messdrücke mit der in den Abbildungen 2.19 dargestellten Kalibrierfunktionen beginnend mit  $K_\alpha$  nach Gleichung 2.52 sowie  $p_t$  und  $p_s$  mit den Gleichungen 2.53 und 2.54 .

$$\langle c \rangle = \sqrt{\frac{2}{\rho} [\langle p_{t,norm} \rangle - \langle p_{s,norm} \rangle]} \quad (2.59)$$

$$\rho = \frac{\langle p_{s,norm} \rangle}{RT_{s,norm}} \quad (2.60)$$

$$\langle \alpha \rangle = 90^\circ - \alpha_{Null} - \langle \alpha_{An} \rangle \quad (2.61)$$

$$\langle c_{ax} \rangle = \sin(\langle \alpha \rangle) \cdot \langle c \rangle \quad (2.62)$$

$$\langle c_{ci} \rangle = \cos(\langle \alpha \rangle) \cdot \langle c \rangle \quad (2.63)$$

$$u = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot r \quad (2.64)$$

$$\langle w_{ci} \rangle = u - \langle c_{ci} \rangle \quad (2.65)$$

$$\langle w \rangle = \sqrt{\langle w_{ci} \rangle^2 + \langle c_{ax} \rangle^2} \quad (2.66)$$

$$\langle \beta \rangle = \arctan \left( \frac{\langle c_{ax} \rangle}{\langle w_{ci} \rangle} \right) \quad (2.67)$$

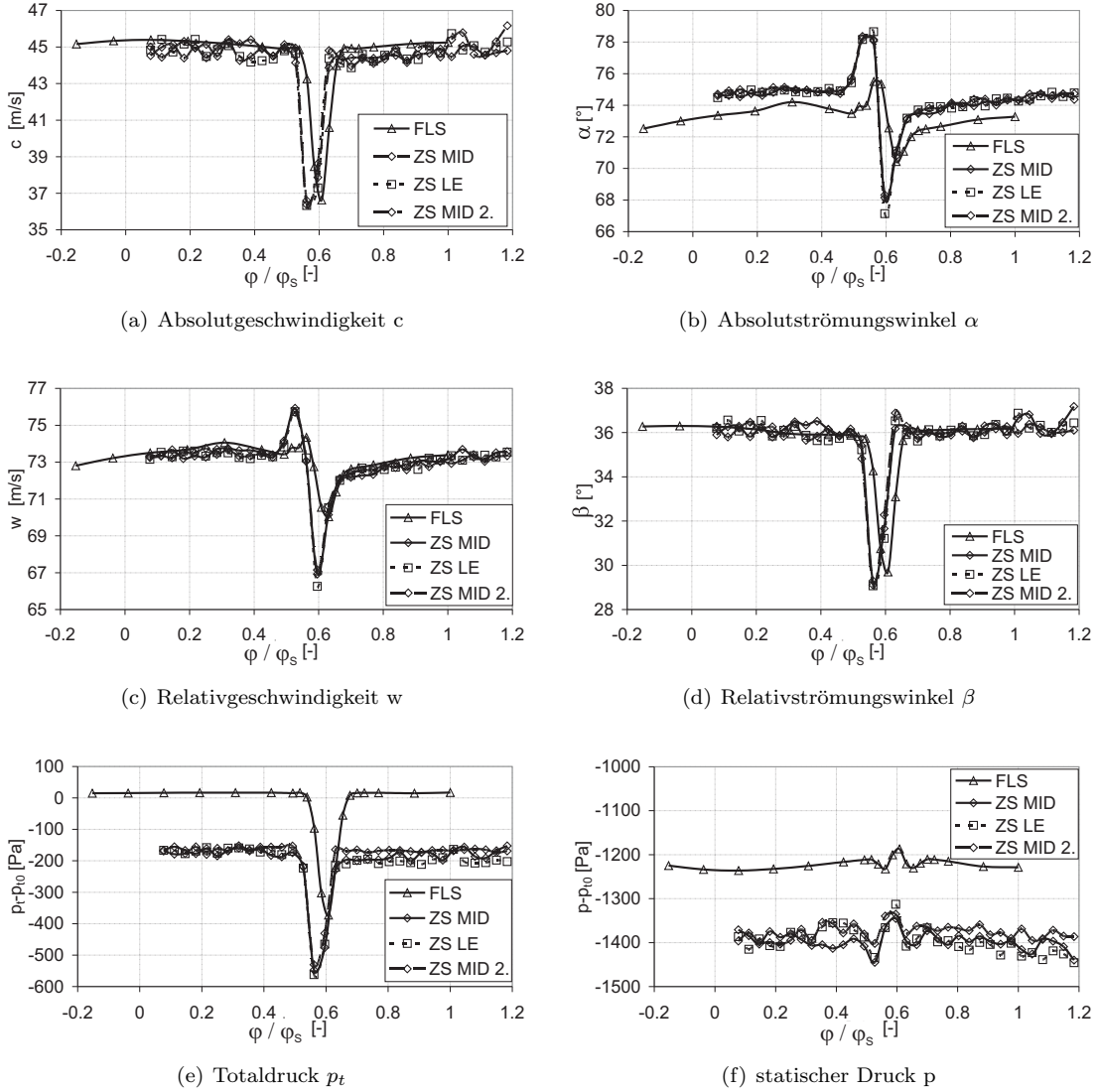
$$\langle p_{t,rel} \rangle = \frac{\langle \rho \rangle}{2} \cdot \langle w \rangle^2 + \langle p_s \rangle \quad (2.68)$$

Der grundlegende Auswertalgorithmus wurde von Schmidt [78] programmiert. Die Automatisierung der Auswertung, um die erheblichen Datenmengen bewältigen zu können, und Erweiterung des Algorithmus' auf Messungen mit Traversierung über den Axialspalt wurden von Trentzsch [83] durchgeführt.

#### 2.4.6.4 Vergleichende stationäre und instationäre Messungen

Um die Verwendbarkeit der Zylindersonde für stationäre Messungen zu überprüfen, wurde die mit der Fünflochsonde vermessene Strömung hinter dem Vorleitgitter mit den Zylindersondenmessungen verglichen (Abbildung 2.20(a) bis (f)). Es erfolgte eine Korrektur der Umfangsposition der Sonde, da Fünflochsonde und Zylindersonde in Sondendurchführungen mit verschiedenen Umfangspositionen eingebaut waren. Die Korrektur der Umfangspositionen können beim Vorleitgitter

nur zu geringen Abweichungen der Verläufe führen, allerdings resultiert daraus, dass die Umfangspositionen der VLG-Nachlaufdellen sich zwischen Fünflochsonde und Zylindersonde geringfügig unterscheiden.



**Abbildung 2.20** – Stationäre Vergleichsmessung zwischen Fünflochsonde und Zylindersonde, ME3, MS,  $\xi = 1.0$

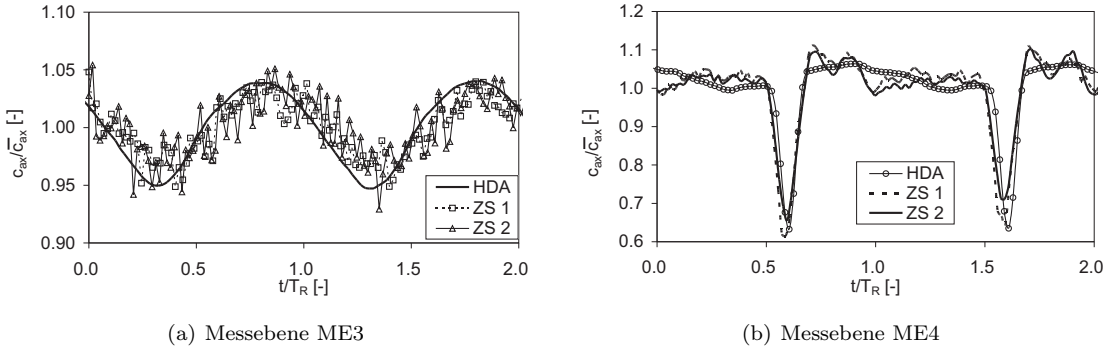
In Abbildung 2.20(a) bis (d) werden vergleichend die Geschwindigkeit und die Strömungswinkel im Absolut- und Relativsystem gezeigt. Die Darstellung erfolgt über eine Leitgitterteilung für den Auslegungspunkt im MS. Es ist erkennbar, dass die Verläufe für  $c$  und  $\beta$  übereinstimmen. Die Verläufe von  $\alpha$  und  $w$  zeigen in der Nachlaufdelle größere Maxima und kleinere Minima als der entsprechende mit der Fünflochsonde gemessene Verlauf. Außerhalb der Nachlaufdelle stimmen die Ergebnisse von Zylindersonde und Fünflochsonde für  $w$  überein, der Absolutströmungswinkel wird von der Zylindersonde etwa  $1^\circ$  größer gemessen. In Abbildung 2.20(e) und (f) treten die Probleme der Zylindersonde zutage. Der Totaldruck und der stationäre Druck werden vom Sensor nur unzureichend genau gemessen. Damit sind die Kurven mit denen der Fünflochsonde qualitativ vergleichbar, aber das Druckniveau ist bei der Zylindersonde zu gering. Dadurch, dass aber die

Drücke an allen 3 eingestellten Sondendrehwinkeln vom gleichen Sensor gemessen werden, haben sowohl der statische Druck als auch der Gesamtdruck die gleichen Abweichungen, wodurch Geschwindigkeiten und Strömungswinkel korrekt vermessen werden.

Für den Vergleich von instationären Messdaten bietet sich die Position vor und nach Rotor 1 an. Hitzdraht- und Zylindersonde waren in der gleichen Sondendurchführung an der gleichen Umfangsposition eingebaut. In der Messebene ME3 (Abbildung 2.21(a)) werden die zeitlichen Änderungen des Strömungsfeldes durch das rotierende Potentialfeld des stromab liegenden Rotor 1 hervorgerufen. Die Messebene liegt in der Mitte des Axialspaltes zwischen VLG und Rotor 1.

Man erkennt in der auf den zeitlichen Mittelwert der Axialgeschwindigkeit normierten Darstellung sehr gut die Periodizität der Schwankung. Dabei beträgt die Änderung der Axialgeschwindigkeit nur  $\pm 4.9\%$  vom zeitlichen Mittelwert, der an der Messposition 43 m/s beträgt. Damit betragen die Schwankungen etwa  $\pm 2 \text{ m/s}$ ! Man erkennt deutlich, dass das Hitzdrahtsignal bei den geringen Geschwindigkeitsschwankungen von deutlich höherer Qualität ist. Mit der Zylindersonde sind diese Änderungen noch auflösbar und haben qualitativ und quantitativ den gleichen Verlauf wie die von der Hitzdrahtsonde registrierten Messwerte. Geringere Schwankungen können aber nicht mehr sinnvoll vermessen werden.

Der zeitliche Verlauf der Axialgeschwindigkeit in der Messebene ME4 stromab von Rotor 1 wurde ebenfalls an der gleichen Sondendurchführung bzw. Umfangsposition mit Hitzdraht- und Zylindersonde für die gleiche Konfiguration des Verdichters vermessen. Das Ergebnis in Abbildung 2.21(b) zeigt eine sehr gute Übereinstimmung der Messergebnisse. Die beiden an verschiedenen Tagen durchgeführten Zylindersondenmessungen zeigen außerdem eine gute Reproduzierbarkeit. Die Übereinstimmung mit der Hitzdrahtmessung ist sehr gut. Die Breite und Tiefe der Nachlaufdehle ist identisch. Bisherige Versuche mit einfachen Versuchsanordnungen zur instationären Kalibrierung (Krug [45]) haben allerdings die erforderlichen Frequenzen nicht abdecken können. Man kann zusammenfassend feststellen, dass trotz der Unzulänglichkeiten der Zylindersonden, mit ihnen die Möglichkeit besteht, das Strömungsfeld in den Axialspalten ausreichend genau zu vermessen. Damit ist es möglich, die Funktionsweise des Einflusses von Clocking der Leitreihen auf die dynamischen Schaufelkräfte zu untersuchen.



**Abbildung 2.21** – Zeitaufgelöste, auf den zeitlichen Mittelwert bezogene Axialgeschwindigkeit,  $MS$ ,  $\xi = 1.0$ , Referenzkonfiguration

---

## 3 Position der Leitschaufelnachläufe

### 3.1 Vermessung der “Nachlaufdellenpfade“

Die Hauptaussage aller bisherigen Veröffentlichungen zur Wirkungsgradvariation von Turbomaschinen durch Clocking ist, dass die Position der Schaufelnachläufe einer Schaufelreihe relativ zu der gleichen Schaufelreihe in der nächsten Stufe von entscheidender Bedeutung ist. Auch die Veröffentlichungen zum Verhalten der instationären Schaufelkräfte von Dorney et al. [13] und Gallus und Lambertz [21] weisen auf einen Zusammenhang zwischen dieser Positionierung der Nachlaufdellen und der Beeinflussung der instationären Schaufelkräfte hin. Daher wurden die Traversen der Nachlaufdellen der Leitschaufeln als erstes untersucht.

Die Zuströmung der Laufreihen ist durch die periodischen Leitschaufelnachläufe charakterisiert. Die Zuströmung der Leitreihen ist, zusätzlich zu den periodisch instationären Laufschaufelnachläufen, durch die Nachläufe der stromauf liegenden Leitreihe geprägt. Diese sind, dadurch dass sie die Laufreihe passiert haben, ebenfalls periodisch instationär. Allerdings schwankt dadurch ihre Umfangslage nur in einem bestimmten Bereich, so dass sie auch von einer zeitgemittelten Messung erfasst werden können.

Um die genaue Position der Nachlaufdellen der stromauf liegenden Leitgitter effektiv zu erfassen, wurde eine Eindraht-Hitzdrahtsonde in jede Messebene von ME3 bis ME10 in den Verdichter eingebaut. Es wurden bei jeder Messung alle Leitgitter in ihrer Umfangslage fixiert und nur das direkt stromauf des Hitzdrahtes befindliche Leitgitter in Umfangsrichtung traversiert. Der Hitzdraht befand sich dabei in den Messebenen stromab der Laufreihen) zwischen den Vorderkanten zweier stromab liegender Leitschaufeln.

Der Hitzdraht war so ausgerichtet, dass er die axiale Geschwindigkeitskomponente erfasst. Die Ergebnisse der Messungen sind in Abbildung 3.1(a), 3.1(b), 3.2(a) und 3.2(b) dargestellt. Die genaue Position der im Folgenden diskutierten Messebenen ist Abbildung A.1 und Tabelle A.1 im Anhang zu entnehmen. In den Messebenen direkt stromab der Leitreihen (ME3, 5, 7 und 9) ist die Nachlaufdelle direkt in der Abströmung des verstellten Leitgitters zu sehen. In den Messebenen stromab der Laufreihen bzw. direkt stromauf der nächsten Leitreihe (ME4, 6, 8 und 10) ist die Nachlaufdelle des verstellten Leitgitters nach ihrem Durchgang durch die Rotorpassage als Defizit in der Axialgeschwindigkeit zu erkennen. Dargestellt sind die auf das Umfangsmittel der Axialgeschwindigkeit normierte Axialgeschwindigkeit (exemplarisch für ME3, 4, 7 und 8) sowie der aus der zeitlichen Schwankung der Axialgeschwindigkeit gebildete Turbulenzgrad. Dessen Darstellung erfolgt nur für ME3 und 7, da in den übrigen dargestellten Messebenen nur sehr geringe Änderungen zu verzeichnen sind. In Kapitel 8 werden diese näher im Zusammenhang mit der Grenzschichtentwicklung auf der stromab liegenden Leitschaufelreihe diskutiert.

Für die geraden Messebenen, stromab der Laufschaufeln, ist der im Mittelschnitt in der Messebene, also in der Mitte des Axialspaltes zwischen den Schaufelreihen, gemessene Verlauf von Axialgeschwindigkeit und Turbulenzgrad der Axialgeschwindigkeit dargestellt. Die Umfangslage des Verlaufes wurde mithilfe des Absolutströmungswinkels aus der Fünfflochsonden-Messung und der Axialposition des Hitzdrahtes relativ zur stromab liegenden Leitschaufelreihe so korrigiert, dass er die Umfangslage hat, die man an der Axialposition der Schaufelvorderkanten des stromab liegenden Leitgitters messen würde. Es wurde durch die Traversierung der Zylindersonde über die Axialspalte um ME3, 4, 5 und 6 in den Leitgitterkonfigurationen MID und LE bestätigt, dass dieses recht einfache Vorgehen zu einem genauen Ergebnis führt. Umfangspositionen der Nachläufe konnten mit der Zylindersonde in den Messebenen 3, 4, 7 und 8 im Aufbau 14 bestätigt werden (ohne Abbildung).

Für die Darstellung erfolgte eine Korrektur um die Relativposition zwischen der Umfangsposition der Sondendurchführung und der Vorderkante des stromab liegenden Leitgitters, so dass in der Darstellung in den Diagrammen die Leitgittervorderkante bei  $\varphi/\varphi_S = 0, 1, 2, \dots$  liegt. In Abbildung 3.1(a) ist die Nachlaufdelle des Vorleitgitters zu erkennen. Sie hat ein Geschwindigkeitsdefizit von ca. 20% gegenüber der Geschwindigkeit außerhalb der Nachlaufdelle. Da das Vorleitgitter unabhängig vom Betriebspunkt des Verdichters nahezu die gleiche Abströmung besitzt und sich der Grenzschichtverlauf kaum ändert, sind Position, Tiefe, Form und qualitativer Verlauf der Axialge-

schwindigkeit und des Turbulenzgrades für beide dargestellten Betriebspunkte gleich. Der höhere Turbulenzgrad bei  $\xi=0.85$  rührt von der geringeren Axialgeschwindigkeit in diesem Betriebspunkt her. Im Diagramm ist auch die Umfangsposition der Hinterkante des Vorleitgitters dargestellt.

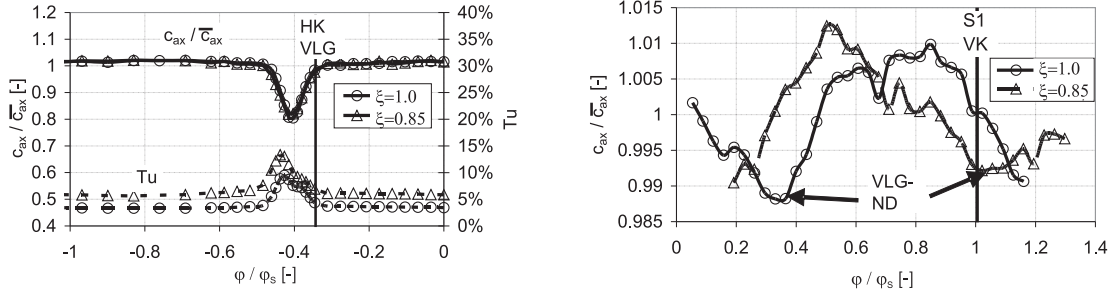


Abbildung 3.1 – Nachlaufdele des Vorleitgitters im MS,  $\xi = 1.0$  und  $\xi = 0.85$ , REF

Stromab von Rotor 1 kann von der Nachlaufdele des VLG noch eine Änderung von  $\pm 1\%$  der umfangsgemittelten Axialgeschwindigkeit erfasst werden (Abbildung 3.1(b)). Der Wert ist unabhängig vom Betriebspunkt. Die Umfangsposition der Nachlaufdele in ME4 hängt aber deutlich vom Betriebspunkt des Verdichters ab. Durch die betriebspunktabhängige Änderung der Umlenkung von Rotor 1 wandert die Nachlaufdele zwischen  $\xi=1.0$  und  $\xi=0.85$  um 30% einer Leitgitterteilung in negative Umfangsrichtung. Sie liegt im Auslegungspunkt bei  $\varphi/\varphi_s=0.35, 1.35, 2.35\dots$  und bei  $\xi=0.85$  bei  $\varphi/\varphi_s=0.05, 1.05, 2.05\dots$

Die Vermessung der Nachlaufdele von Stator 1 in ME5 und ME6 erfolgte analog dem Beispiel der Nachlaufdele des Vorleitgitters. Auf eine Darstellung wird hier verzichtet, da auf Rotor 2 und Stator 2 keine Vermessung der instationären Druckverteilungen erfolgte. Die instationären Grenzschichtentwicklung wurde zwar auf Stator 2 vermessen, es wurde aber kein Unterschied zu Stator 1 und 3 festgestellt, so dass nachfolgend nur auf die Lauf- und Leitschaufeln der 1. und 3. Stufe eingegangen wird. Für die Nachlaufdellen von Stator 3 und 4 trifft das ebenfalls zu, so dass auch für diese eine Darstellung unterbleibt.

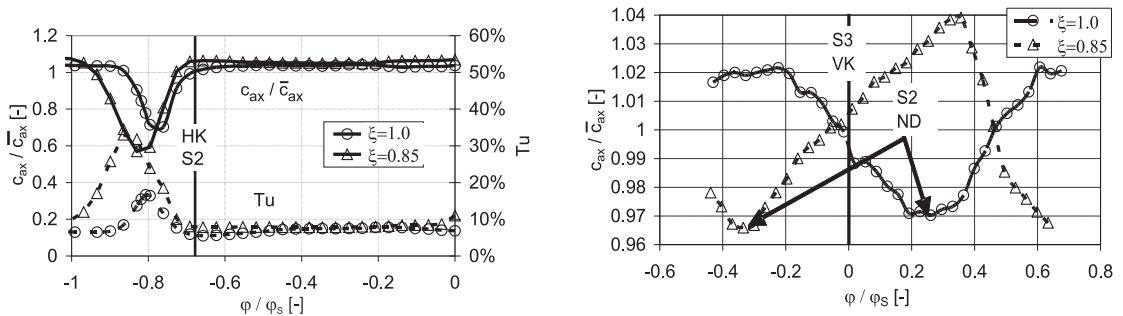


Abbildung 3.2 – Nachlaufdele des Vorleitgitters im MS,  $\xi = 1.0$  und  $\xi = 0.85$ , REF

Die Nachlaufdele von Stator 2 hat in ME7, direkt stromab von Stator 2 in Geschwindigkeitsdefizit von 30% im Auslegungspunkt und 43% bei  $\xi = 0.85$  (Abbildung 3.2(a)). Der Turbulenzgrad innerhalb der Nachlaufdele variiert zwischen 18% und 33% bei  $\xi = 1.0$  bzw.  $\xi = 0.85$ . Außerhalb der Nachlaufdellen beträgt er 8.5%, unabhängig vom Betriebspunkt. Stromab von Rotor 3, in ME8, beträgt die Änderung der Axialgeschwindigkeit durch die Nachlaufdele noch  $\pm 2.5\%$  im



Auslegungspunkt und 3.5% bei  $\xi = 0.85$  (Abbildung 3.2(b)).

Aus den in den 2 Messebenen stromab von VLG und Stator 3 ermittelten Umfangspositionen ihrer Nachlaufdellen kann die Traverse des Nachlaufdellenzentrums durch die Rotorpassage konstruiert werden (für den VLG-Nachlauf 3.3(a) und für den Stator 2-Nachlauf 3.3(b)). Die Umfangspositionen der Nachlaufdellen der Leitschaufeln an der unmittelbar nächsten Messebene stromab des Leitgitters ändern sich auch bei Änderungen des Betriebspunktes nicht wesentlich für den Nachlauf des VLG. Der Nachlauf von Stator 2 ist um etwa 10% der Leitgitterteilung in negative Umfangsrichtung verschoben. Die Position der Nachlaufdelle an der Messebene stromab des folgenden Rotors verschiebt sich allerdings um etwa 50% einer Leitgitterteilung bei der Änderung des Betriebspunktes vom Auslegungspunkt  $\xi=1.0$  zu  $\xi=0.85$ .

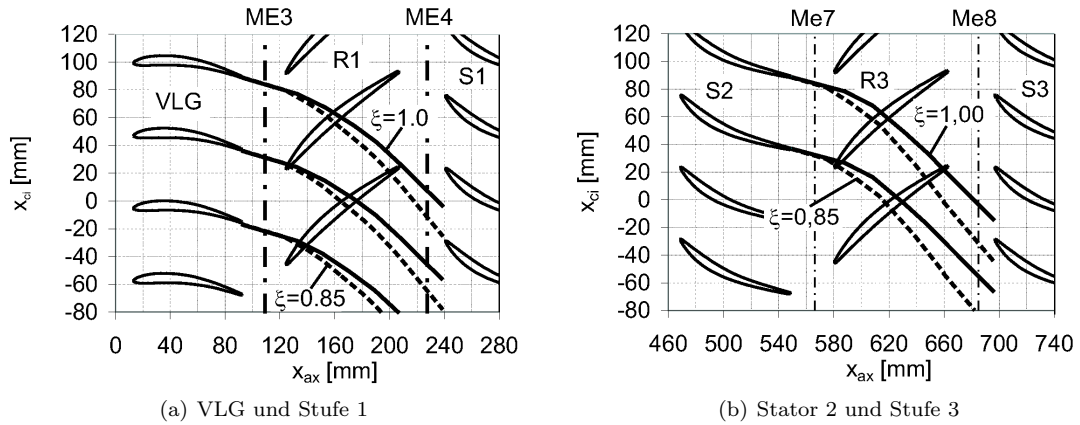
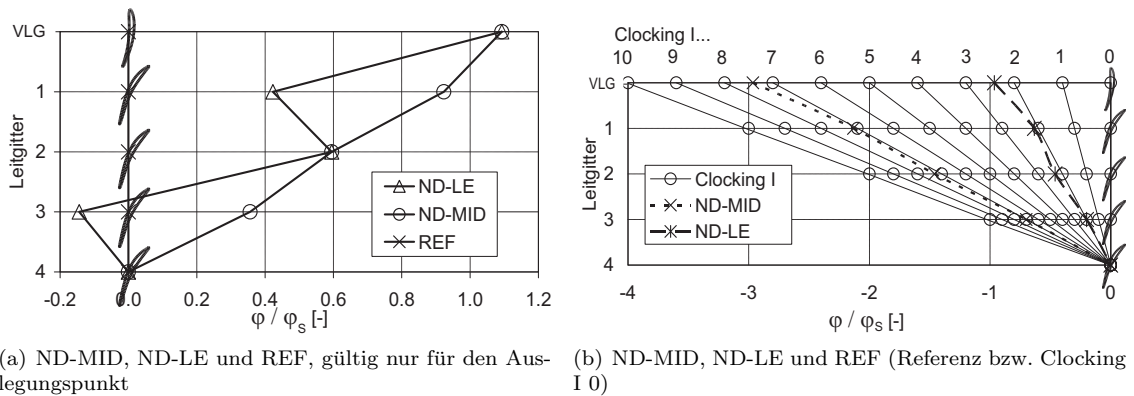


Abbildung 3.3 – Nachlaufdellenpfade im MS bei  $\xi = 1.0$  und  $\xi = 0.85$ , Referenzkonfiguration

### 3.2 Ableitung von Clocking-Konfigurationen der Leitgitter

Ausgehend von den Angaben, der in Kapitel 1.1, Abschnitt 1.1.1 diskutierten Literatur, wurden aus den bekannten Lagen der Leitschaufelnachläufe relativ zu den Vorderkanten der nächsten stromab liegenden Leitreihen (Abbildungen 3.1(b) und 3.2(b) sowie B.1 und B.2 in den Anlagen) die Umfangsverschiebung jedes Leitgitters relativ zum nächsten stromab liegenden Leitgitter bestimmt. Danach blieb für die Konfiguration ND-MID Stator 4 fest, während Stator 3 um +35.6% einer Leitgitterteilung verstellt wurde. Bei Stator 2 betrug die Verstellung 23,9% gegenüber Stator 3, bei Stator 1 ergaben sich 32,8% gegenüber Stator 2 und das VLG wurde um 17 % gegenüber Stator 1 verstellt.



(a) ND-MID, ND-LE und REF, gültig nur für den Auslegungspunkt

(b) ND-MID, ND-LE und REF (Referenz bzw. Clocking I 0)

Abbildung 3.4 – Vergleich der Leitgitterkonfigurationen aus Clocking I und Clocking III

Dass dieser Versuch einer Optimierung nur für den Auslegungspunkt  $\xi = 1.0$  gültig ist, und auch nur für den Fall des Auslegungspunktes vorgenommen wurde, ist anhand der Lage der Nachlaufdellen für die Betriebspunkte  $\xi = 1.0$  und  $\xi = 0.85$  in o.g. Abbildungen sowie Abbildung 3.3 klar erkennbar. Eine Veränderung des Wirkungsgrades ist auch nur im Auslegungspunkt sinnvoll, spielt aber nahe der Stabilitätsgrenze keine Rolle.

Die erhaltenen Konfigurationen ND-LE und ND-MID (gültig nur für den Auslegungspunkt  $\xi=1.0$ ) sind in Abbildung 3.4(a) zusammen mit der Referenzkonfiguration dargestellt. Während der ersten Voruntersuchungen in Aufbau 12 wurde schon eine erhebliche Anzahl Konfigurationen auf Wirkungsgradveränderungen und Beeinflussung der Schaufelkräfte hin untersucht. Unter den bei *Clocking I* untersuchten Konfigurationen *Clocking I 0 bis 10* (Abbildung 3.4(b)) sind auch zwei enthalten, die nur ganz unwesentlich von den Konfigurationen ND-LE und ND-MID abweichen. Dabei wurde festgestellt, dass sie nicht zu messbaren Änderungen des Wirkungsgrades führten. Wie in Kapitel 7 erläutert wird, ergab keine vermessene Konfiguration Wirkungsgradänderungen, die größer als die Messunsicherheiten waren. Was die Beeinflussung der instationären Schaufelkräfte angeht, zeigten diese Konfigurationen Unterschiede, aber wie in Abschnitt 5.2.1.2 erläutert wird, führte eine gezielte Optimierung der instationären Kräfte zu den Konfigurationen MID und LE.

---

## 4 Strömungsfeld

Für die Charakterisierung des Strömungsfeldes wurden verschiedene Messungen mit der in Abschnitt 2.4.6 beschriebenen Zylindersonde durchgeführt. Die Hitzdrahtmessungen (Kapitel 3) wurden mit der Zylindersonde für die Messebenen um Rotor 1 (ME3 und 4) und Rotor 3 (ME7 und 8) nachvollzogen und die Ergebnisse der Hitzdrahtmessungen bestätigt. Die gleichen Messungen wurden auch für zwei weitere radiale Schnitte ( $r=650\text{mm}$  und  $r=730\text{mm}$ , bzw.  $r^*=16.7\%$  und  $r^*=83.3\%$ ) durchgeführt. Dadurch konnte für die Grenzschichtmessungen bestätigt werden, dass die Nachlaufdellen der stromauf liegenden Leitreihe die grenzschichtvermessene Leitreihe über die vermessene Schaufelhöhe nahezu an der gleichen Umfangsposition beeinflussen. Das hat dann für die Konfiguration ND-LE negative Auswirkungen auf die gesamte Schaufelgrenzschicht. Daher würde, wenn ein Zusammenhang zwischen dem Verdichterwirkungsgrad und den Schaufelgrenzschichten besteht, auch eine Auswirkung auf den Wirkungsgrad messbar sein. Allerdings hat sich das nicht bestätigt, da die Auswirkungen von Clocking auf die Schaufelgrenzschichten verschwindend gering sind.

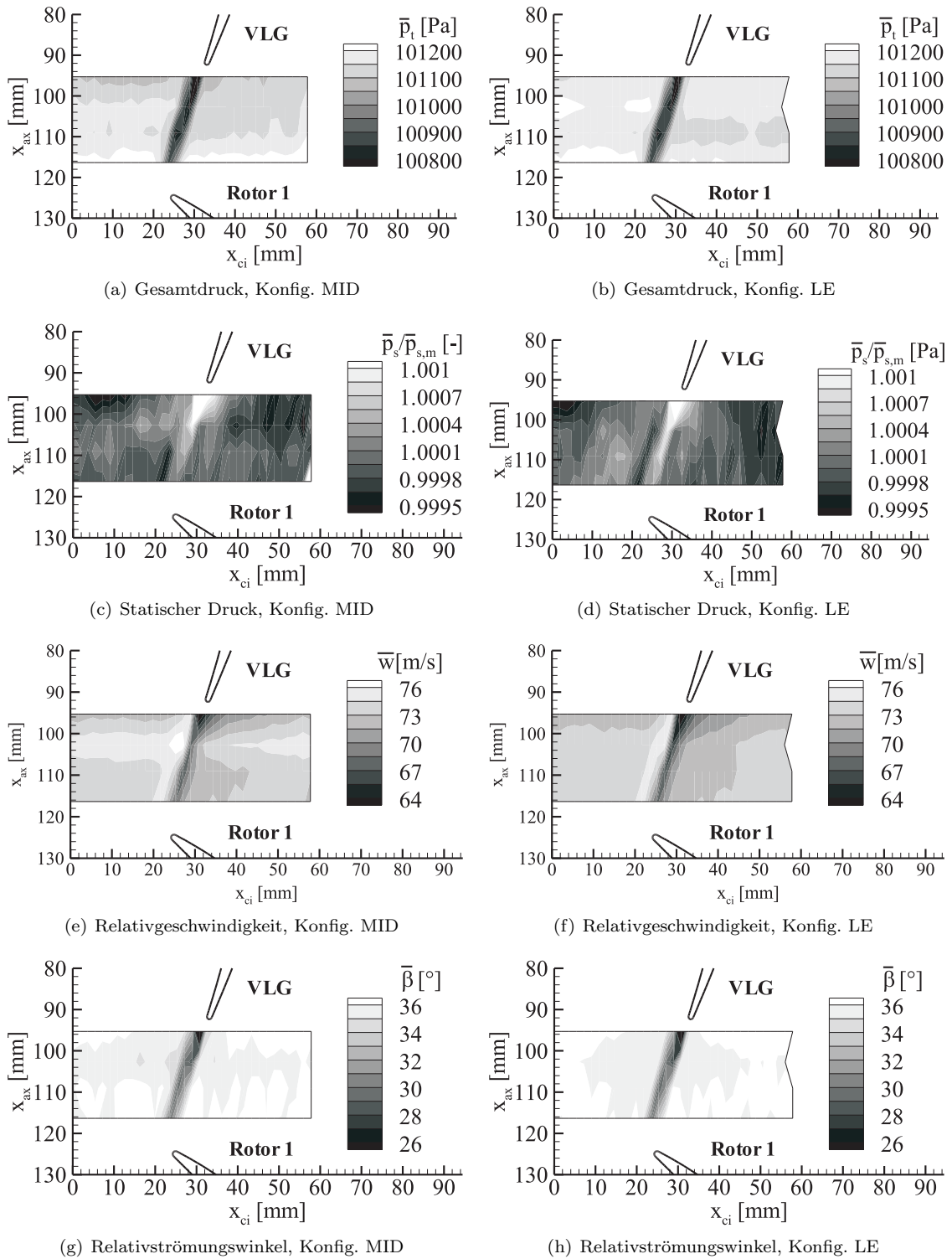
Für die Charakterisierung des Strömungsfeldes um die Laufschaufeln wurde erst der Weg verfolgt, das zeitgenau vermessene Strömungsfeld an Vorder- und Hinterkante der Laufschaufeln zeitgenau darzustellen. Weil mit der Zylindersonde nur bis 75 % des Axialspaltes (15 % der Axialspaltweite vor der Laufschaufelvorderkante) gemessen werden konnte, waren die Ergebnisse nicht sehr genau. Es hat sich daher als vorteilhaft ergeben, die zeitgemittelten Messdaten in ihrem räumlichen Verlauf im Mittelschnitt zusammen mit der zeitgenau darstellbaren Position der Laufschaufeln darzustellen.

Für die Zu- und Abströmung der Leitschaufeln ist die Darstellung der Messwerte aufgrund der bewegten Laufschaufeln nur im zeitlichen Verlauf sinnvoll. Da sich auch hier die Berechnung der exakten zeitgenauen Zu- und Abströmung über den Axialspalt als äußerst aufwändig ergab, da der Zuströmvektor zeitlich und räumlich variabel ist, wurden die zeitlichen Verläufe der Strömungsparameter entlang einer aus der Fünflochsonden-Messung approximierten, stationären Stromlinie extrahiert und dargestellt.

### 4.1 Zu- und Abströmung der Laufschaufeln

Die Nachlaufdelle einer Schaufel entsteht durch die Grenzschichten der Schaufel, die Folge des Impulsaustausches der Strömung mit der (feststehenden) Schaufeloberfläche sind. Daher ist der Leitschaufelnachlauf in erster Linie durch ein Defizit der Absolutgeschwindigkeit gekennzeichnet. Der Absolutströmungswinkel erfährt in der Nachlaufdelle ebenfalls eine Änderung. Durch die Relativbewegung der Laufschaufeln addieren sich Absolut- und Umfangsgeschwindigkeit vektoriell zur Relativgeschwindigkeit. An der Hinterkante der Schaufel entsteht eine Staulinie, analog zur Vorderkante. Der örtliche Druck an der Staulinie ist dabei der Gesamtdruck (oder Totaldruck), der allerdings bedingt durch die Impulsverluste der Grenzschicht kleiner ist als der örtliche Druck an der Staulinie der Vorderkante derselben Schaufel. Er wird daher an der Hinterkante als Basisdruck bezeichnet. Da an der Staulinie keine Strömungsgeschwindigkeit vorliegt, ist der örtliche Druck gleich dem statischen Druck und gleich dem Gesamtdruck.

Für die Charakterisierung der Zuströmung der Laufschaufeln sind daher die Relativgeschwindigkeit  $w$ , der Relativströmungswinkel  $\beta$  und der statische Druck  $p_s$  erforderlich. Der Gesamtdruck  $p_{t,rel}$  im Relativsystem ist dabei die Summe aus statischem Druck  $p_s$  und dynamischem Druck  $p_{dyn,rel}$  im Relativsystem. Die Änderungen des dynamischen Druckes  $p_{dyn,rel}$  sind äquivalent denen der Relativgeschwindigkeit. Änderungen des Gesamtdruckes im Relativsystem sind, da statischer Druck und Relativgeschwindigkeit schon abgebildet wurden, nicht notwendig darzustellen. Für Messebene ME3 sind die essentiellen Strömungsparameter ( $\overline{p_t}$ ,  $\overline{p_s}/\overline{p_{s,m}}$ ,  $\overline{w}$  und  $\overline{\beta}$ ) für die Konfiguration MID als zeitgemittelte Werte über den Axialspalt in Abbildung 4.1 dargestellt. Der statische Druck wurde dabei für jede Messebene auf den entsprechenden umfangsgemittelten Wert bezogen, um eine kontinuierliche Darstellung zu gewährleisten. Die Ursachen liegen im Gradienten des zeitgemittelten statischen Druckes über den Axialspalt aufgrund des Aufstauens vor Rotor 1 und in der Messunsicherheit der Zylindersonde für zeitgemittelte Drücke (Abschnitt 2.4.6.2 und 2.4.6.4). Es ist zu erkennen, dass sich die Abströmung vom VLG zwischen den

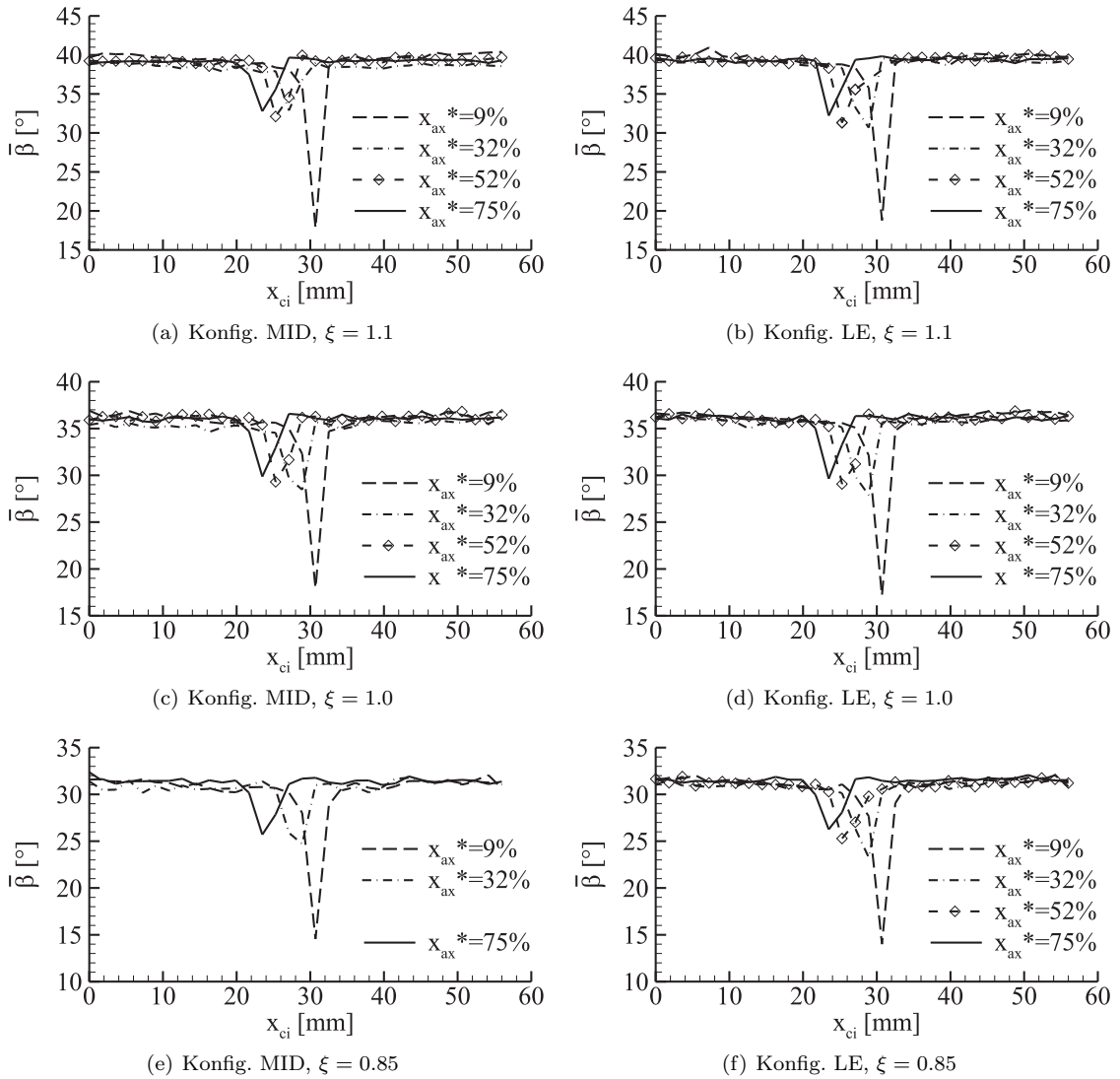


**Abbildung 4.1** – Zeitlich gemittelte Strömungsparameter in der Zuströmung von Rotor 1, um ME3, MS

Leitgitterkonfigurationen MID (Abbildung 4.1(a), 4.1(c), 4.1(e) und 4.1(g)) und LE (Abbildung 4.1(b), 4.1(d), 4.1(f) und 4.1(h)) nicht wesentlich unterscheidet. Die Nachlaufdele hat immer dieselbe Umfangsposition.

Der Gesamtdruckverlust im stationären System (Abbildung 4.1(a) und 4.1(b)) bzw. das aus ihm resultierende Absolutgeschwindigkeitsdefizit ist für die Zuströmung von Rotor 1 insofern von Bedeutung, dass durch den Übergang in das Relativsystem eine Inzidenzerhöhung die Folge ist (Abbildung 4.1(g) und 4.1(h)). In Abbildung 4.1(c) und 4.1(d) ist zu erkennen, dass die Potentialwirkung des hinteren Staupunktes vom VLG relativ schnell abklingt. Zudem fällt die stationäre Staustromlinie ungefähr mit der Nachlaufdele zusammen. Die Wirkung des Staupunktes bedarf bei noch geringeren Axialabständen näheren Untersuchungen.

Der in Abbildung 4.1(e) und 4.1(f) dargestellte Verlauf der Relativgeschwindigkeit zeigt, dass diese nicht sehr stark schwankt. Zudem wirkt sie sich auf die Druckverteilung nur direkt um den Staupunkt an der Vorderkante und ggf. auf die Grenzschichtentwicklung aus.



**Abbildung 4.2** – Strömungswinkel im Relativsystem der Zuströmung von Rotor 1, um ME3, in drei Betriebspunkten bei zwei Leitgitterkonfigurationen, MS

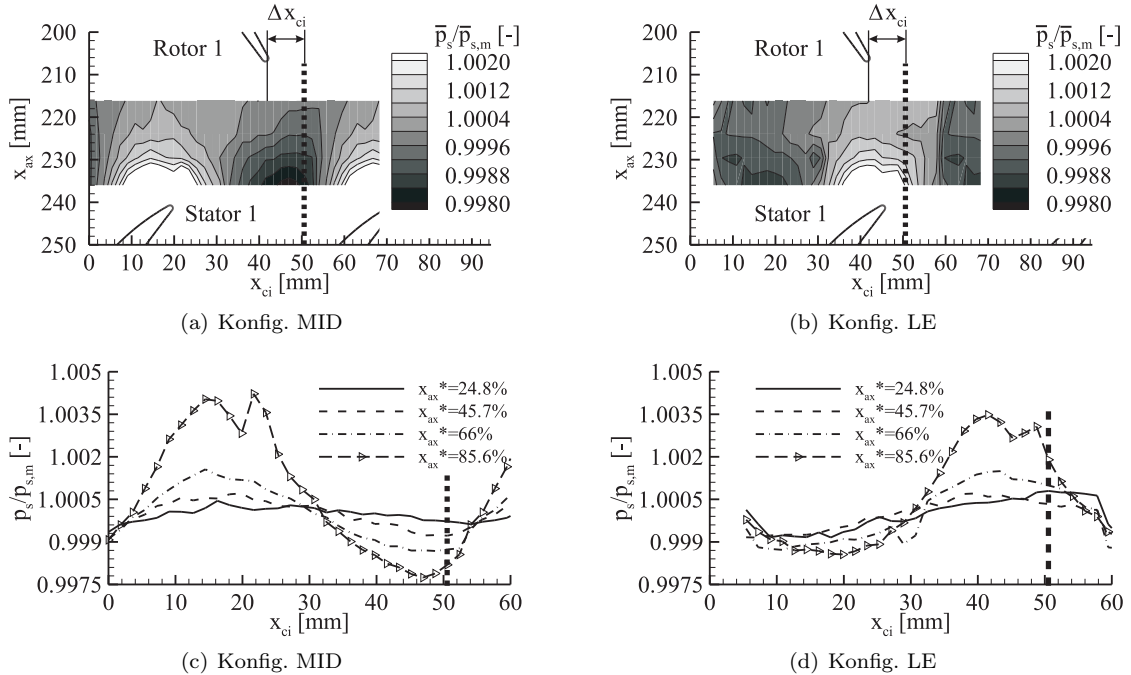
Von entscheidender Bedeutung für die instationäre Druckverteilung aber ist der Relativströmungswinkel  $\beta$ . Seine Verringerung innerhalb der Nachlaufdüse ist nach den Geschwindigkeitsdreiecken (Abbildung 2.2) eine Erhöhung der Inzidenz. Daher erfolgt die Darstellung des Relativströmungswinkels in Abbildung 4.2 für 3 Betriebspunkte und 2 Konfigurationen. Dargestellt wurden die Verläufe des Relativströmungswinkels über dem Umfang an den vier jeweils vermessenen Positionen im Axialspalt.

Hierbei ist erkennbar, dass sich weder die Umfangsposition der Nachlaufdüse vom VLG, noch der Betrag der Inzidenzänderung zwischen den Konfigurationen MID und LE und auch nicht bei verschiedenen Betriebspunkten ändert (vermessen bei  $\xi = 1.1$ ,  $\xi = 1.0$  und  $\xi = 0.85$ ).

Wenn die These zutrifft, dass die Überlagerung der Nachlaufstörung des VLG mit dem Potentialfeld von Stator 1 in der Konfiguration MID dazu führt, dass die instationären Druckschwankungen und damit die Kraftamplitude an Rotor 1 verringert wird, muss die Hinterkante von Rotor 1 für den Zeitpunkt hoher Belastung der Vorderkante von Rotor 1 entlastet werden. Für hohe Belastung an der Hinterkante müsste dabei die Vorderkante entlastet werden. Für eine hohe Kraftamplitude (Konfiguration LE) sollte genau das Gegenteil dieses Mechanismus' messbar sein.

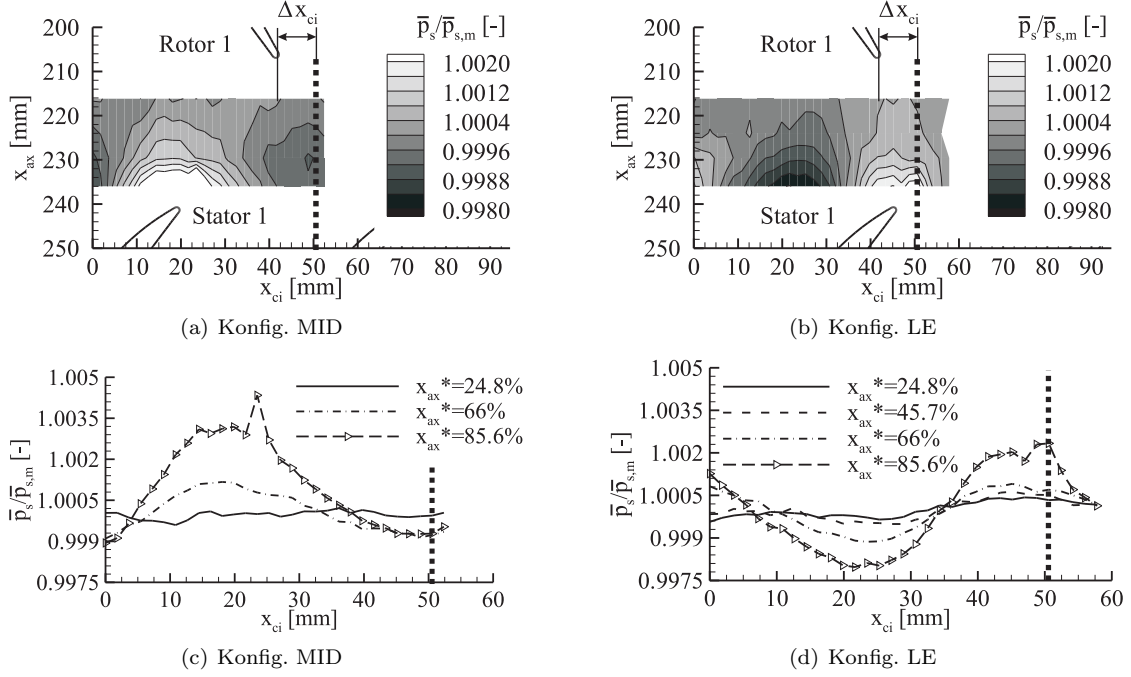
An der Vorderkante führt die Auswirkung der VLG-Nachlaufdüse zu einer Inzidenzerhöhung und damit zu einer entsprechenden Änderung der Druckverteilung. An der Hinterkante eines Schaufelgitters steigt bei einer erhöhten Inzidenz an der Vorderkante laut Bräunling [11] die Deviation. Nach der Definition der Geschwindigkeitsdreiecke in Abbildung 2.2 bedeutet eine Inzidenzerhöhung, dass  $\beta$  an der Vorderkante geringer wird. Das führt neben einer Vergrößerung der Umlenkung des Gitters aber auch zu einer Erhöhung der Deviation, was eine Verringerung von  $\beta$  an der Hinterkante zur Folge hat. Eine Erhöhung des statischen Druckes in der Abströmung des Laufgitters führt natürlich auch zu einer Erhöhung der Belastung der Laufschaufelreihe.

Um die Strömungsverhältnisse in der Abströmung von Rotor 1 zu analysieren wurde das Strömungsfeld über den Axialspalt um die Messebene ME4 mit der Zylindersonde in den drei Betriebspunkten vermessen und die zeitgemittelten Ergebnisse für den statischen Druck (Abbildung 4.3, 4.4 und 4.5) und den Relativströmungswinkel (Abbildung 4.6) jeweils für die Konfigurationen MID und LE vergleichend dargestellt.



**Abbildung 4.3** – Statischer Druck in der Abströmung von Rotor 1, um ME4, Betriebspunkt  $\xi = 1.1$ , MS

Wichtig ist bei der Korrelation von Zu- und Abströmung von Rotor 1, dass die dargestellte Laufschaufel für den exakt gleichen Zeitpunkt mit ihrer Hinterkante in den Abbildung 4.3, 4.4 und 4.5 dargestellt ist. Zu diesem Zeitpunkt befindet sich die Vorderkante gerade im Bereich des Nachlaufes des Vorleitgitters, was in Abbildung 4.1 zu sehen ist.



**Abbildung 4.4** – Statischer Druck in der Abströmung von Rotor 1, um ME4, Betriebspunkt  $\xi = 1.0$ , MS

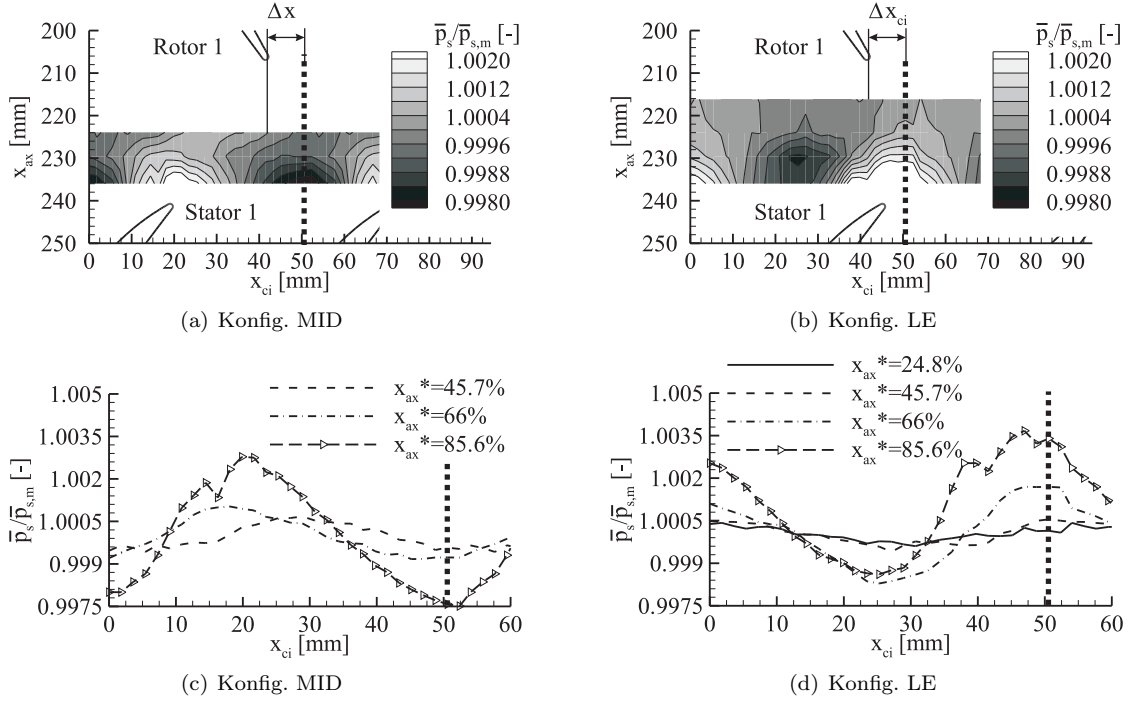
Entsprechend der Überlegungen zur Überlagerung von Nachlaufeffekt und Potentialeffekt (Abschnitt 5.2.1.5) müsste sich die Hinterkante der Laufschaufel zu diesem Zeitpunkt in der Konfiguration MID (geringe Kraftamplitude) im Bereiche mit geringem statischen Druck befinden (Abbildungen 4.3(a), 4.4(a) und 4.5(a)), während sie in der Konfiguration LE im Bereiche mit hohem statischen Druck zu finden sein müsste (Abbildungen 4.3(b), 4.4(b)). Die der Theorie entsprechenden Bereiche sind mit einer dicken gestrichelten schwarzen Linie markiert. Die Hinterkante der Laufschaufel befindet sich allerdings schon an einer Position, die um  $\Delta x_{ci} = 9\text{mm}$  bzw.  $\Delta t = 0.2\text{ms}$  relativ zum Minimum des statischen Druckes des Potentialfeldes der stromab liegenden Leitschaufel weiter in Drehrichtung liegt. Die Ursache liegt in der unterschiedlichen Ausbreitungsgeschwindigkeit von Nachlaufstörung und Potentialfeldstörung relativ zur Schaufeloberfläche. Während die von der Nachlaufdelle vom stromauf liegenden Leitgitter induzierte Änderung der Schaufeldruckverteilung sich stromab etwa mit  $v_{dwn} = a + w_\infty$  ausbreitet, pflanzt sich die Änderung der Druckverteilung durch das Potentialfeld des stromab liegenden Leitgitters im Mittel mit  $v_{dwn} = a - w_\infty$  stromauf fort (vgl. Fabian [18], Commerfort und Carta [12], sowie Adamczyk [3]).

$$\Delta t_{dwn} = \frac{\Delta x}{v_{dwn}} \quad (4.1)$$

$$\Delta t_{up} = \frac{\Delta x}{v_{up}} \quad (4.2)$$

$$\Delta t = \Delta t_{up} - \Delta t_{dwn} \quad (4.3)$$

$$\Delta x = l_R; \quad v_{dwn} = a + w_\infty; \quad v_{up} = a - w_\infty$$



**Abbildung 4.5** – Statischer Druck in der Abströmung von Rotor 1, um ME4, Betriebspunkt  $\xi = 0.85$ , MS

Damit kann man die Gleichungen 4.1 und 4.2 in Gleichung 4.3 einsetzen, die Ausbreitungsgeschwindigkeiten und für  $\Delta x$  die Schaufeltiefe der Laufschaufel einsetzen und erhält nach Umformen Gleichung 4.4.

$$\Delta t = \frac{2 \cdot l_R \cdot w_\infty}{a^2 - w_\infty^2} \quad (4.4)$$

$$\Delta x_{ci} = u \cdot \Delta t \quad (4.5)$$

$$(4.6)$$

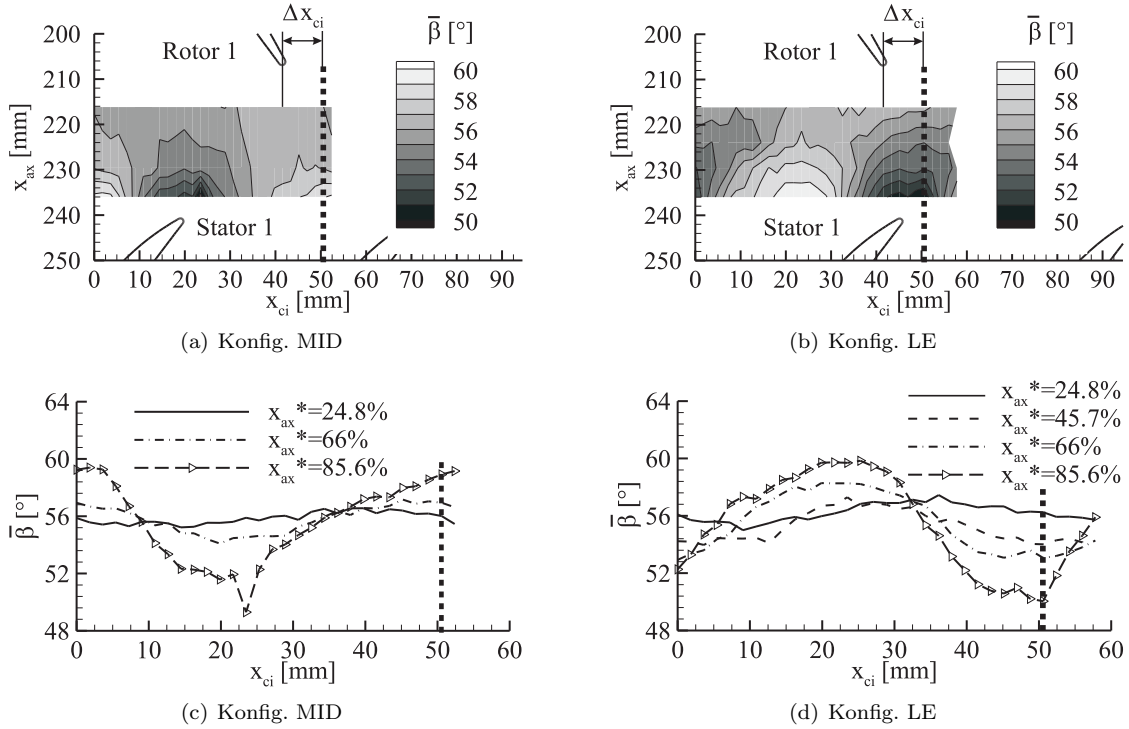
Mit  $l_R = 0.12m$ ,  $a = 340m/s$ ,  $u = 72.3m/s$  und  $w_\infty = 62m/s$  erhält man dann folgende Ergebnisse für  $\Delta t$  und  $\Delta u$ .

$$\Delta t = 0.12ms \quad \text{und} \quad \Delta x_{ci} = 8.82mm.$$

Es scheint hier aber auch als die Grenze des Verfahrens erkennbar, dass die Potentialstörung sich nicht mehr stromauf ausbreiten kann, wenn die mittlere Strömungsgeschwindigkeit gleich der örtlichen Schallgeschwindigkeit ist ( $w_\infty = a$ ). Allerdings ist diese Betrachtungsweise nicht ganz zutreffend. Solange die Axialgeschwindigkeit kleiner als die örtliche Schallgeschwindigkeit ist, können sich Störungen im Druckfeld stromauf ausbreiten (Kerrebrock [43]). Daher können auch für den Fall  $w_\infty = a$  stromab ausbreitende Druckstörungen mit stromauf ausbreitenden Druckstörungen interferieren. Kerrebrock [43] über transsonische Verdichter von Seite 224 ff.: „Ausgenommen den Fall des Überschall-Fans axialer Bauart, ..., ist die axiale Machzahl  $M'_b \cos \beta'_b$  kleiner als eins für Verdichterbeschaukelungen; so dass sich, auch wenn  $M'_b > 1$  ist, Störungen von den Laufschaufeln stromauf ausbreiten, und Stromlinien sich gegenseitig durch sich stromauf ausbreitende Druckstörungen beeinflussen können. ... Aber Stöße können sich an der Beschaukelung der Laufreihen, bedingt durch die Machzahl relativ zur Schaufel  $M'_b > 1$ , ausbilden und, zusätzlich zu den viskosen Effekten, Totaldruckverluste hervorrufen, sowie das Verhalten der Strömung erheblich beeinflussen. ... Die Verdichtungsstöße reagieren auf Änderungen in den stromab liegenden Druckfeldern und interagieren mit den Grenzschichten an den Stellen, an denen sie auf die Schaufeloberflächen auftreffen.“



Für den Auslegungspunkt ist in Abbildung 4.6 der Verlauf des Relativströmungswinkels aufgetragen. Man erkennt im Vergleich von Abbildung 4.6 mit Abbildung 4.4 deutlich, dass für die jeweils gleiche Leitgitterkonfiguration der Relativströmungswinkel den entgegengesetzten Verlauf im Vergleich zum statischen Druck aufweist. Der Zusammenhang zwischen aerodynamischer Belastung der Schaufel im Gitter bei geänderter Deviation und Inzidenz wurde auf Seite 56 schon erläutert und erfährt durch die hier dargestellten Verläufe die Bestätigung.



**Abbildung 4.6** – Strömungswinkel im Relativsystem der Abströmung von Rotor 1, um ME4, im Auslegungspunkt bei zwei Leitgitterkonfigurationen, MS

Die Wirkung des Potentialfeldes der stromab liegenden Leitreihe auf die instationäre Druckverteilung (und die instationäre Kraftamplitude) der Laufschaufeln wird durch den Aufstau an der Leitschaufelvorderkante und der damit stattfindenden periodischen Änderung des statischen Druckes und Relativströmungswinkels in der Abströmung der stromauf liegenden Laufreihe hervorgerufen. Dadurch, dass sich das Druckfeld nahezu in axiale Richtung stromauf ausbreitet und die Lageänderung des Staupunktes der Leitschaufel bei Betriebspunktänderung im Vergleich zur Leitschaufelteilung sehr gering ist, ist die Änderung des Potentialfeldes über einen weiten Betriebsbereich des Verdichters sehr gering.

Dieselbe Charakterisierung ist auch für die Stromaufwirkung der Potentialfelder der Leitreihen der anderen Stufen gültig.

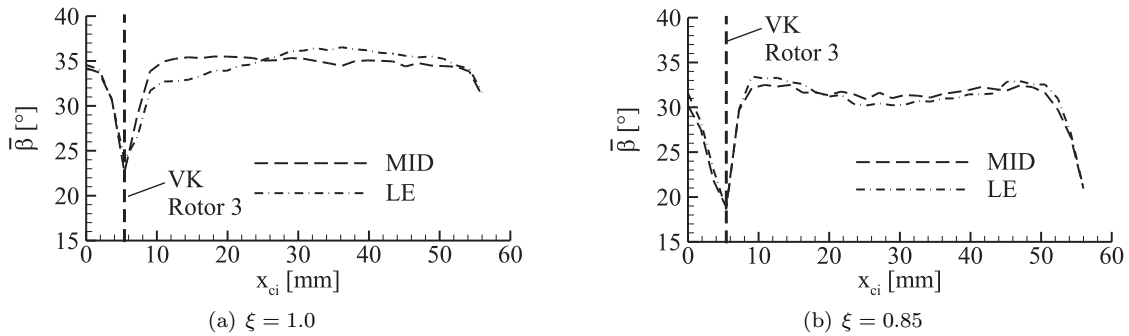
Die erste Stufe ist allerdings auch ein Spezialfall, was die Unveränderlichkeit der für geringe Kraftamplituden optimierten Clocking-Konfiguration der Leitschaufeln mit verändertem Betriebspunkt anbelangt. Die Ursache liegt hier in der Nachlaufströmung des VLG.

Der Absolutströmungswinkel in der Abströmung des VLG ändert sich über den betrachteten Betriebsbereich des Verdichters kaum. Daher ist auch die Umfangslage der Nachläufe der Vorleitschaufeln nahezu unverändert (vgl. Abbildung 4.2).

Für die dritte Stufe konnten die Strömungsfelder im Mittelschnitt nur für den Auslegungspunkt  $\xi = 1.0$  und den Betriebspunkt  $\xi = 0.85$  nahe der Stabilitätsgrenze in Messebene ME7 und ME8 vermessen werden. Auch bei Rotor 3 zeigt die Kraftamplitude für diese beiden Betriebspunkte in

der jeweiligen Leitgitterkonfiguration ein vergleichbares Verhalten wie auf Rotor 1 (vgl. Abbildung 5.13(a) und 5.13(b)). Allerdings wurde bei *Clocking II* festgestellt, dass auch die Umfangsposition des Leitgitters der ersten Stufe einen vergleichbaren Einfluss auf die Kraftamplitude hat wie bei der Positionierung von Stator 2 und 3 relativ zueinander (Abschnitt 5.2.1.1 und 5.2.1.3).

In Abbildung 4.7 ist die Umfangsverteilung des zeitlich gemittelten Relativströmungswinkels in der Zuströmung von Rotor 3 für die Konfigurationen MID und LE sowie beide o.g. Betriebspunkte dargestellt. Die schwarze, gestrichelte Linie markiert die Position der Vorderkante von Rotor 3 in Messebene ME7 und die Position der Hinterkante von Rotor 3 in Messebene ME8 für den gleichen Zeitpunkt.



**Abbildung 4.7** – Strömungswinkel im Relativsystem der Zuströmung von Rotor 3, in zwei Betriebspunkten bei zwei Leitgitterkonfigurationen, ME7, MS

Wenn sich die Vorderkante von Rotor 3 im Nachlauf von Stator 2 befindet, wird die Hinterkante in der Konfiguration MID von geringem statischen Druck beeinflusst. In der Konfiguration LE befindet sich die Hinterkante von Rotor 3 im Bereich des Potentialfeldes von Stator 3, das von hohem statischen Druck geprägt ist.

Für die Konfigurationen MID und LE bestätigt das Strömungsfeld um Rotor 3 die Ergebnisse aus der ersten Stufe. Zwischen den beiden Betriebspunkten verändern sich die Umfangslagen von der Nachlaufdehle von Stator 2 und auch die des Potentialfeldes von Stator 3 nur unwesentlich. Allerdings ist in der dritten Stufe die Bedeutung des Laufzeitunterschiedes zwischen Nachlaufstörung und Potentialstörung nicht nachweisbar.

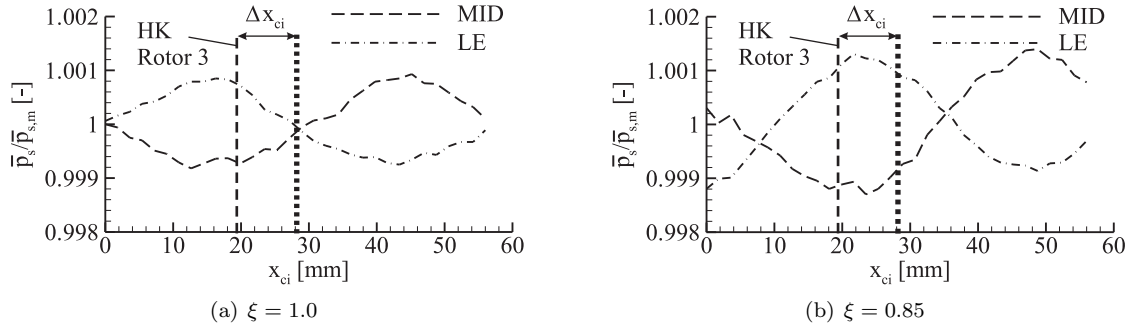
Zwischen dem Auslegungspunkt und dem Betriebspunkt  $\xi=0.85$  verändert sich die Umfangslage der Nachlaufdehlen von Stator 2 nicht, ebenso wie für die beiden vermessenen Leitgitterkonfigurationen MID und LE (Abbildung 4.7).

In Abbildung 4.8 ist als schwarz punktierte Linie die Position eingetragen, wo sich nach den Ergebnissen der ersten Stufe das Minimum des statischen Druckes in Relativposition zur Hinterkante von Rotor 3 befinden müsste.

Die Umfangslage des Potentialfeldes von Stator 3 unterliegt allerdings zwischen den beiden vermessenen Betriebspunkten einer deutlichen Änderung (Abbildung 4.8). Hier ist erkennbar, dass bei  $\xi=0.85$  die Hinterkante von Rotor 3 unter Berücksichtigung von  $\Delta x_{ci}$  etwa an der optimalen Position für eine Minimierung der instationären Kräfte in der Konfiguration MID ist. Diese entspricht dann in der Konfiguration LE einer Maximierung der Kraftamplituden auf Rotor 3.

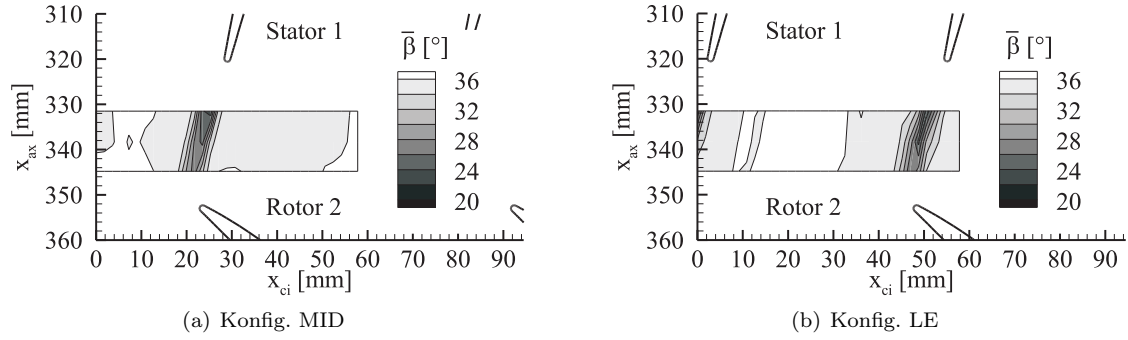
Im Auslegungspunkt bleibt der Verlauf für beide Leitgitterkonfigurationen qualitativ gleich, verschiebt sich aber in negative Umfangsrichtung (in Rotordrehrichtung) um 16.9 % der Leitgitterteilung. Dadurch ist die Hinterkante von Rotor 3 beim Eintritt in den Nachlauf von Stator 2 an einer Position im Druckfeld von Stator 3, die keinen Unterschied zwischen den Leitgitterkonfigurationen MID und LE aufweist. Daher gibt es auch zwischen den beiden Leitgitterkonfigurationen keine erheblichen Unterschiede in den instationären Kraftamplituden im Auslegungspunkt, während sie bei  $\xi=0.85$  sehr deutlich sind (vgl. Abbildung 5.13(b) in Abschnitt 5.2.1.4). Für Rotor 2 wurden die eingestellten Konfigurationen MID und LE auch überprüft, obwohl keine instationären Druckmessungen auf den Schaufeln durchgeführt werden konnten. Wie Abbildung 4.9 und 4.10

#### 4.1. ZU- UND ABSTRÖMUNG DER LAUFSCHAUFELN

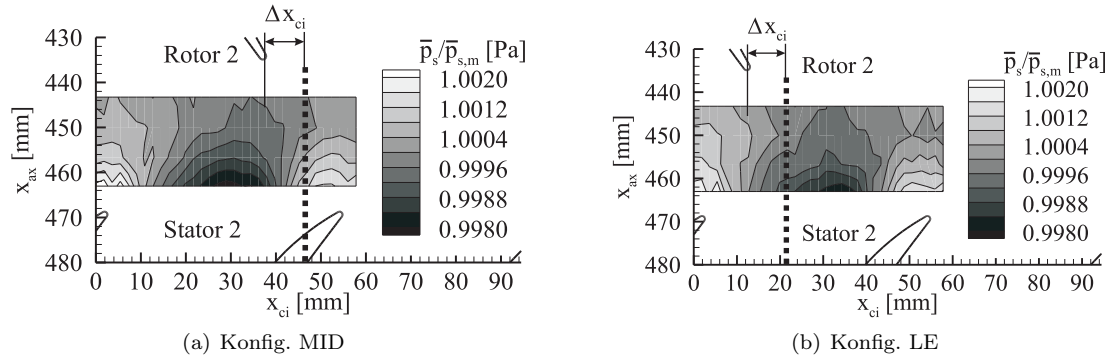


**Abbildung 4.8** – Statischer Druck in der Abströmung von Rotor 3, ME8, in zwei Betriebspunkten bei zwei Leitgitterkonfigurationen, MS

zeigen, konnten Nachlauf- und Potentialstörung nach den gleichen Maßgaben wie bei Rotor 1 nicht optimal eingestellt werden. Hier wären noch weiterführende Untersuchungen notwendig gewesen.



**Abbildung 4.9** – Strömungswinkel im Relativsystem in der Zuströmung von Rotor 2, um ME5, Auslegungspunkt, zwei Leitgitterkonfigurationen, MS

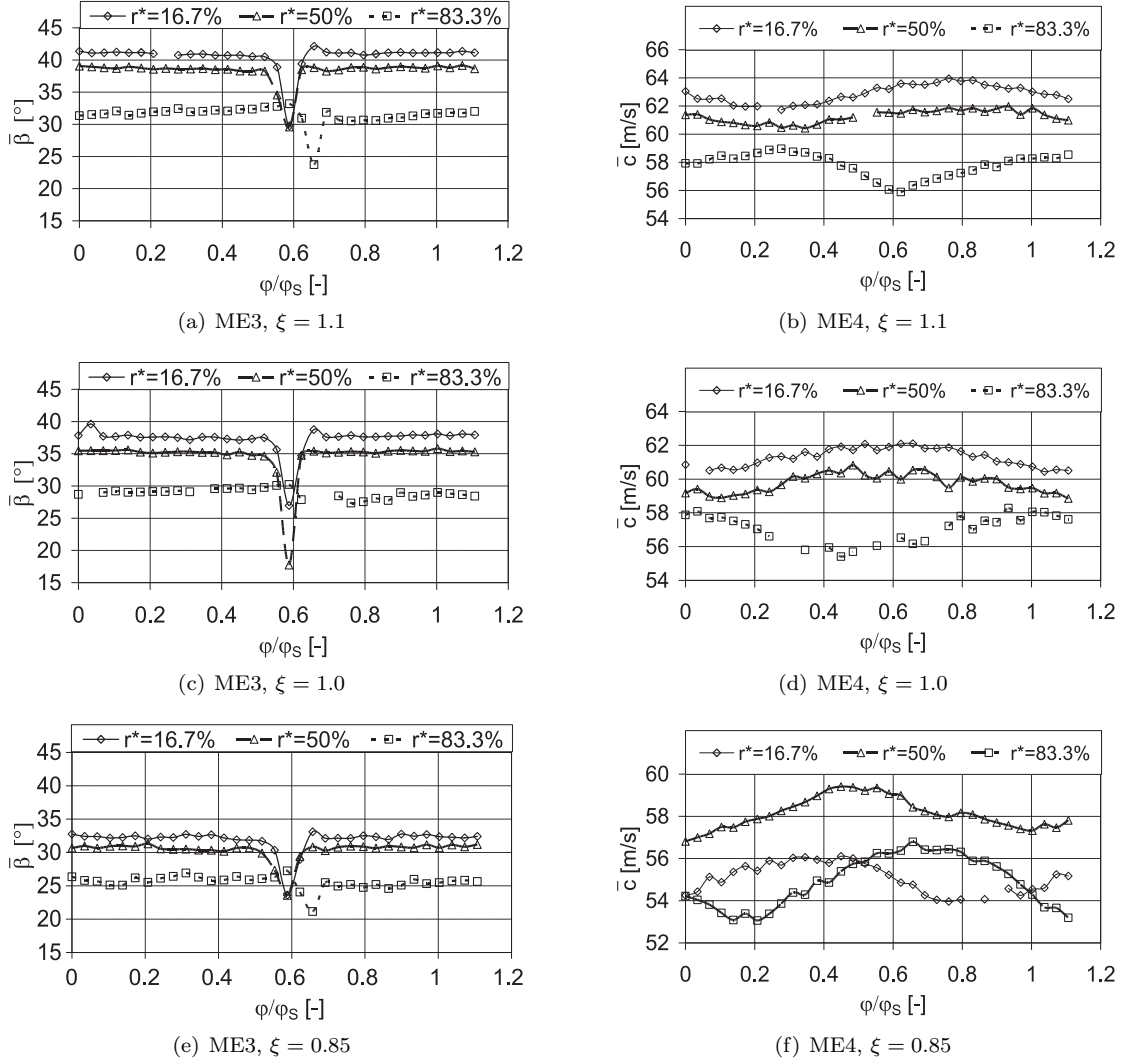


**Abbildung 4.10** – Statischer Druck in der Abströmung von Rotor 2, um ME6, Auslegungspunkt, zwei Leitgitterkonfigurationen, MS

Für Rotor 4 konnten keine Messungen durchgeführt werden. Prinzipiell zeigten die numerischen Untersuchungen von Jia [38], dass für alle Laufschaufeln in der Konfiguration MID ähnlichen Konfiguration ND-MID geringere Kraftamplituden erreicht werden als in der Konfiguration ND-LE, die der Konfiguration LE vergleichbar ist.

Es konnten noch Messungen durchgeführt werden, bei denen die Positionen der Leitschaufelnachläufe in der Zuströmung und die des Potentialfeldes des Leitgitters in der Abströmung der

Laufschaufeln der ersten und dritten Stufe in Abhängigkeit von der Kanalhöhe und dem Betriebspunkt ermittelt wurden. Die vermessenen Betriebspunkte waren dabei  $\xi = 1.1$ ,  $\xi = 1.0$  und  $\xi = 0.85$ , die vermessenen Radien  $r^*=16.7\%$ ,  $r^*=50\%$  und  $r^*=83.3\%$ . Die Ergebnisse sind für den zeitlich gemittelten Strömungswinkel im Relativsystem in der Zuströmung von Rotor 1 in ME3 und für die zeitgemittelte Absolutgeschwindigkeit in der Zuströmung von Stator 1 in ME4 im MS in Abbildung 4.11 dargestellt. Abbildung 4.12 zeigt die gleichen Parameter in den Messebenen ME7 und ME8.



**Abbildung 4.11** – Zeitgemittelter Relativströmungswinkel in ME3 (hinter VLG, Zuströmung Rotor 1) und zeitgemittelte Absolutgeschwindigkeit in ME4, VLG variiert

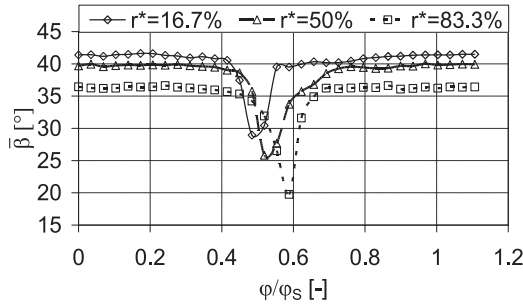
Alle Leitgitter und die Zylindersonde waren fixiert. Das Vorleitgitter wurde für Abbildung 4.11 in negative Umfangsrichtung verstellt, so dass die dargestellte Umfangskoordinate die Umfangslage der Verteilung (bzw. der VLG-Nachlaufdehle) relativ zur Sondenmessposition von  $313^\circ$  repräsentiert. Das selbe Verfahren wurde mit Stator 2 für Abbildung 4.13 durchgeführt. In Abbildung 4.13 ist der zeitgemittelte statische Druck in der Abströmung von Rotor 1 in ME4 und in der Abströmung von Rotor 3 in ME8, in drei Betriebspunkten im MS dargestellt. Während alle anderen Leitgitter und die Sonde fixiert waren, wurde Stator 1 (für ME4) und Stator 3 (für ME8) in negative Umfangsrichtung verstellt. Daher ist die dargestellte Umfangskoordinate die

#### 4.1. ZU- UND ABSTRÖMUNG DER LAUFSCHAUFELN

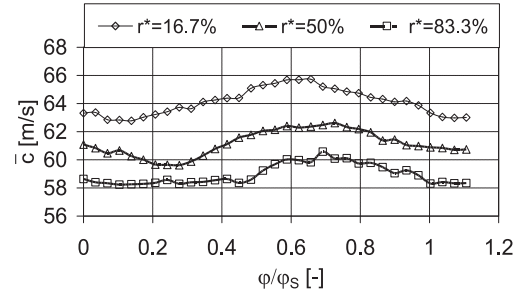
Umfangslage der Auswirkung des Potentialfeldes der jeweils verstellten Statoren relativ zur Son-  
denmessposition von  $313^\circ$ .

Aus den Abbildungen 4.11(a), (c) und (e) ist ersichtlich, dass die Umfangsposition der Nach-  
laufdelle des VLG bei konstantem Betriebspunkt nur im gehäusenahen Schnitt abweicht und bei  
konstantem radialen Schnitt fast nicht mit dem Betriebspunkt variiert.

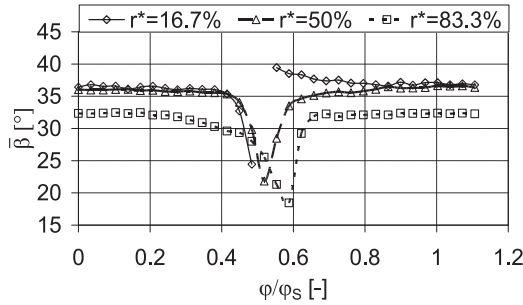
Dass die Umfangsposition der VLG-Nachlaufdelle in der nächsten stromab von Rotor 1 liegenden  
Messebene mit dem Betriebspunkt stark variiert, aber bei konstantem Betriebspunkt zwischen  
Naben- und Mittelschnitt nur wenig, für den Außenschnitt stärker variiert ist in den Abbildungen  
4.11(b), (d) und (f) zu erkennen.



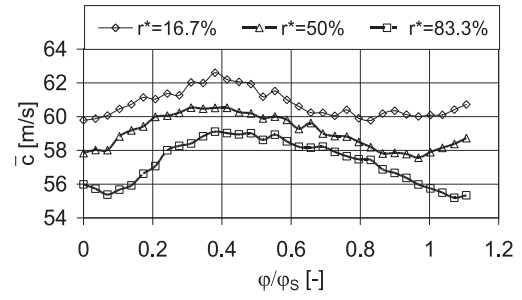
(a) ME7,  $\xi = 1.1$



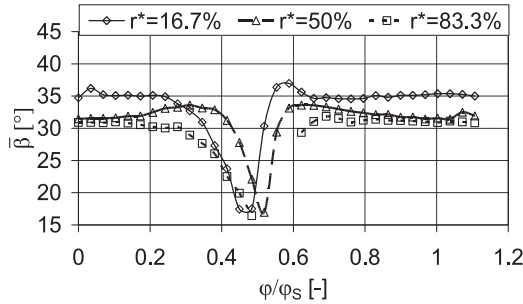
(b) ME8,  $\xi = 1.1$



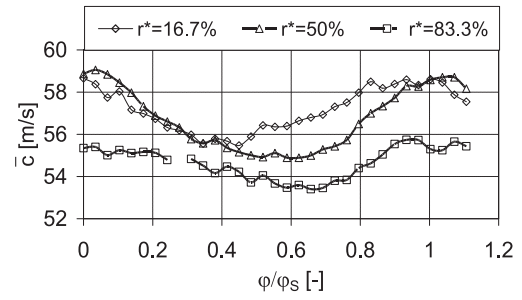
(c) ME7,  $\xi = 1.0$



(d) ME8,  $\xi = 1.0$



(e) ME7,  $\xi = 0.85$



(f) ME8,  $\xi = 0.85$

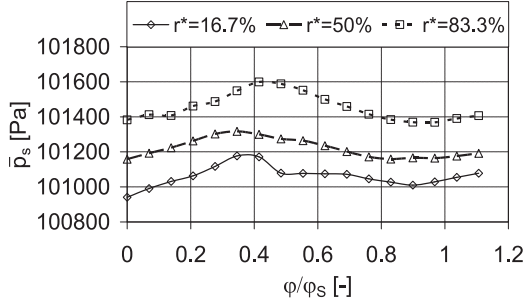
**Abbildung 4.12** – Zeitgemittelter Relativströmungswinkel in ME7 und zeitgemittelte Absolutge-  
schwindigkeit in ME8, Stator 2 variiert

In den Abbildungen 4.12(a), (c) und (e) ist erkennbar, dass die Umfangsposition der Nachlauf-  
delle von Stator 2 bei konstantem Betriebspunkt über die vermessenen radialen Positionen um  
 $\varphi/\varphi_S \approx 10\%$  und bei konstantem radialen Schnitt um  $\varphi/\varphi_S \approx 5\%$  zwischen  $\xi = 1.0$  und  $\xi = 0.85$   
variiert.

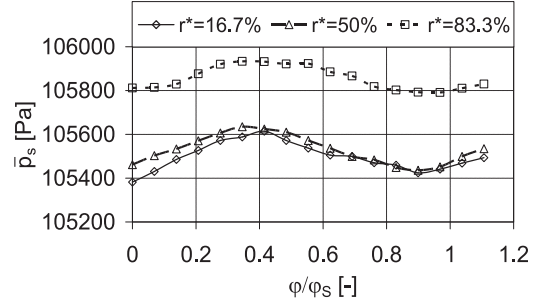
Die Umfangsposition der Nachlaufdellen von Stator 2 in der nächsten stromab von Rotor 3 liegen-  
den Messebene ME8 ändert sich mit dem Betriebspunkt sehr stark und bei konstantem Betrieb-

spunkt zwischen Naben- und Gehäuseschnitt um mindestens 5% bis 20% der Leitschaufelteilung. Das ist in den Abbildungen 4.12(b), (d) und (f) zu erkennen.

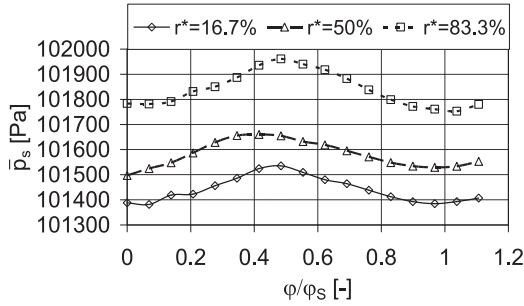
Demgegenüber steht der Einfluss des Potentialfeldes der stromab der vermessenen Laufschaufeln liegenden Leitgitter in der Abströmung der Laufgitter. In den Abbildungen 4.13(a), (c) und (e) sieht man, dass die Lage des Druckminimums im Potentialfeld von Stator 1 sich weder mit dem Betriebspunkt noch mit der Kanalhöhe mehr als 5% einer Leitschaufelteilung verändert. Das Druckmaximum variiert dabei in der Umfangslage um etwa 5% der Schaufelteilung je Betriebspunkt.



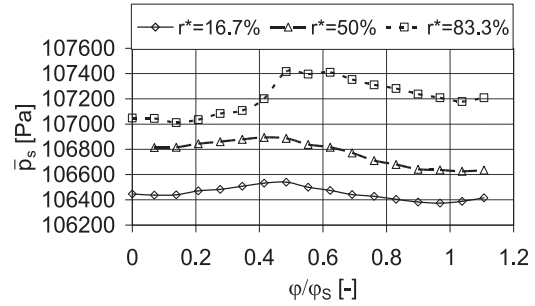
(a) ME4,  $\xi = 1.1$



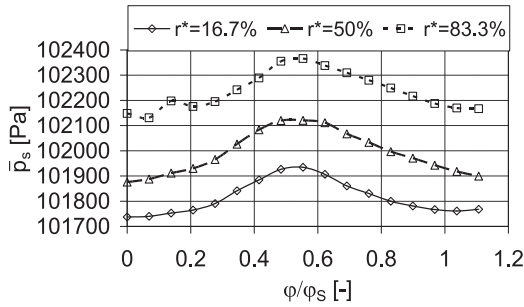
(b) ME8,  $\xi = 1.1$



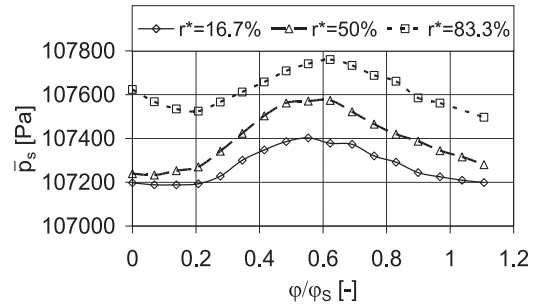
(c) ME4,  $\xi = 1.0$



(d) ME8,  $\xi = 1.0$



(e) ME4,  $\xi = 0.85$



(f) ME8,  $\xi = 0.85$

**Abbildung 4.13** – Zeitgemittelter statischer Druck in ME4, Stator 1 variiert und in ME8, Stator 3 variiert

Für Messebene 8 variieren die Verläufe nicht mit der Kanalhöhe. Es ist aber in den Abbildungen 4.13(b), (d) und (f) erkennbar, dass sich über die Betriebspunkte der Verlauf des statischen Druckes um etwa 10% der Leitschaufelteilung verschiebt.

## Ergebnisse

Es können folgende Schlussfolgerungen getroffen werden:

**Die Nachlaufdellen direkt stromab des Leitgitters, das sie verursacht** ändern ihre Umfangslage mit Änderungen des Betriebspunktes, bedingt durch die geringen Axialspalte sehr wenig (im Fall des VLG gar nicht, für Stator 2 weniger als 5 % der Leitgitterteilung zwischen  $\xi = 1.0$  und  $\xi = 0.85$ ).

Die Strömungsparameter in der Zuströmung des Rotors ändern sich gravierend beim Eintritt in diese Nachlaufdellen. Konkret ist mit dem Nachlauf bzw. hinteren Staupunktes eine Erhöhung des statischen Druckes verbunden. Gleichzeitig verringern sich im Nachlauf der Totaldruck, der dynamische Druck, damit die Zuströmgeschwindigkeit der Laufschaufel und ihr Zuströmwinkel. Letzteres entspricht einer Inzidenzerhöhung. Das kann an Abbildung 4.11 nachvollzogen werden. Durch die zylindrischen Schaufeln variiert die Umfangsposition der Nachlaufdellen, mit Ausnahme des gehäusenahen Bereiches, nur sehr wenig mit der Schaufelhöhe. Das wird deutlich durch die Abbildungen 4.11(a), (c), (e) sowie 4.12(a), (c), (e).

Die Änderung von Anströmwinkel und statischem Druck erfolgt maßgeblich als, verglichen mit dem Potentialfeld, kürzerer Impuls. Grundsätzlich aber erfolgt die Änderung der Zustandsgrößen mit der ersten Harmonischen der Blattfolgefrequenz ( $BFF_S$ ). Es sind aber aufgrund der geringen Breite der Nachlaufdelle gegenüber der Schaufelteilung ausgeprägte Höherharmonische vorhanden.

**Die Nachlaufdellen in der nächsten stromab liegenden Messebene** ändern ihre Umfangslage mit Änderungen des Betriebspunktes, bedingt durch die damit verbundene Änderung der Umlenkung der Laufreihe, sehr stark. Von  $\xi=1.0$  zu  $\xi=0.85$  liegt die Änderung bei 30 % bis 50 % einer Leitgitterteilung.

Die Änderungen der Strömungsparameter in der Abströmung vom Rotor werden durch sie nicht direkt beeinflusst. Die direkte Beeinflussung dort betrifft die nächste Leitreihe und ist vom Betriebspunkt abhängig. Die dadurch hervorgerufenen Änderungen sind relativ gering.

Nach Lefcort [50] verursachen die Nachlaufdellen des stromauf liegenden Leitgitters im Bereich der Hinterkante der stromab liegenden Laufschaufel eine deutlich geringere Änderung der Druckverteilung, und demzufolge der Schaufeldruckkraft, als beim Auftreffen auf die Vorderkante der Laufschaufel. Der Effekt wurde hier nicht untersucht, aber der Vollständigkeit halber erwähnt. Durch die Variation der Umlenkung der Laufreihen mit der Schaufelhöhe tritt eine Variation der Umfangslage der Leitgitternachlaufdellen über die Schaufelhöhe auf. Das kann mit den Abbildungen 4.11(b), (d), (f) sowie 4.12(b), (d), (f) nachvollzogen werden.

**Die Nachlaufdellen der Leitschaufeln, die sich konvektiv über die Schaufeloberfläche der stromab liegenden Laufschaufeln bewegen**, können mit ihrer konvektiven Bewegung nicht in Zusammenhang mit der instationären Druckverteilung auf den Laufschaufeln gebracht werden (siehe auch Mailach und Vogeler [61]). Das zeigt sich aber auch deutlich in den Analysen der Schaufeldruckverteilungen.

**Das Potentialfeld direkt stromauf des Leitgitters, das es verursacht** ändert seine Umfangsverteilung mit Änderungen des Betriebspunktes nahezu nicht im Fall des VLG, für Stator 3 allerdings um -16.9 % der Leitgitterteilung zwischen  $\xi = 1.0$  und  $\xi = 0.85$ ).

Die Strömungsparameter in der Abströmung des Rotors ändern sich gravierend beim Durchlaufen einer Leitgitterteilung. Die Änderung der Stärke der durch das Potentialfeld verursachten Druckschwankung nimmt über den Axialspalt ebenso ab wie das auch bei der Nachlaufstörung von stromauf zu beobachten ist.

Durch die zylindrischen Schaufeln variiert die Umfangsverteilung des Potentialfeldes nur wenig mit der Schaufelhöhe (vgl. Abbildung 4.13).

Die Änderungen im zeitlichen Verlauf der Strömungsparameter, beispielsweise des statischen Druckes, sind eine eher langwellige Schwingung, periodisch mit einer Leitgitterteilung (vgl. Abbildung 4.13). Sie betreffen also maßgeblich die Amplitude mit der ersten Harmonischen der



Blattfolgefrequenz  $BFF_s$ . Höherharmonische sind aufgrund der Struktur des Potentialfeldes und des Axialabstandes der Schaufelgitter weniger ausgeprägt als bei den Nachläufen.

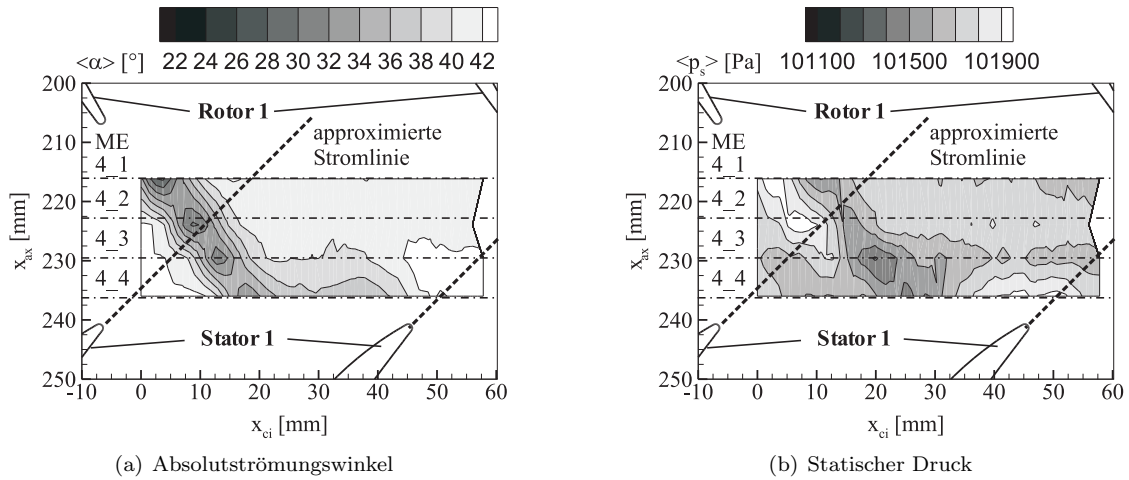
## 4.2 Zu- und Abströmung der Leitschaufeln

### 4.2.1 Zuströmung der Leitschaufeln

Die Entwicklung des Strömungsfeldes im Axialspalt wurde jeweils über vier axiale Positionen in Umfangsrichtung im Mittelschnitt zeitgenau mit der Zylindersonde vermessen. Aus dem so erhaltenen Strömungsfeld wäre es möglich, Bahnlinien zu bestimmen, allerdings müsste man dann aus der letzten Messposition bis zur Vorderkante extrapolieren.

Die Position der Schaufel konnte relativ zum Sondenkopf allerdings nur mit einer Genauigkeit von  $\pm 1\text{mm}$  bzw. 2 % der Leitschaufelteilung ermittelt werden, so dass der entstehende Aufwand nicht gerechtfertigt ist. Daher wurde die stationäre Staustromlinie als Gerade mit einem Winkel entsprechend dem Absolutströmungswinkel der Fünfflochsonden-Messung approximiert und auf ihr die zeitlichen Verläufe der Strömungsparameter in der Zuströmung von Stator 1 ermittelt.

Zum besseren Verständnis ist der Absolutströmungswinkel und der statische Druck für einen beliebig gewählten Zeitpunkt über die axiale und Umfangskoordinate jeweils in der Zuströmung und Abströmung von Stator 1 in Abbildung 4.14 und 4.15 dargestellt. Zu sehen ist jeweils der vermessene und auswertbare Bereich mit vier nahezu äquidistanten axialen Schnitten in ME4 und drei axialen Schnitten in ME5 im Auslegungspunkt. Zu erkennen sind jeweils die Nachlaufstrukturen und die Charakteristik des Aufstaues vor den Vorderkanten der Schaufeln.



**Abbildung 4.14** – Strömungsfeld in der Zuströmung von Stator 1 über den Axialspalt und die Umfangsrichtung für einen Zeitpunkt, Leitgitterkonfiguration LE, MS, Auslegungspunkt

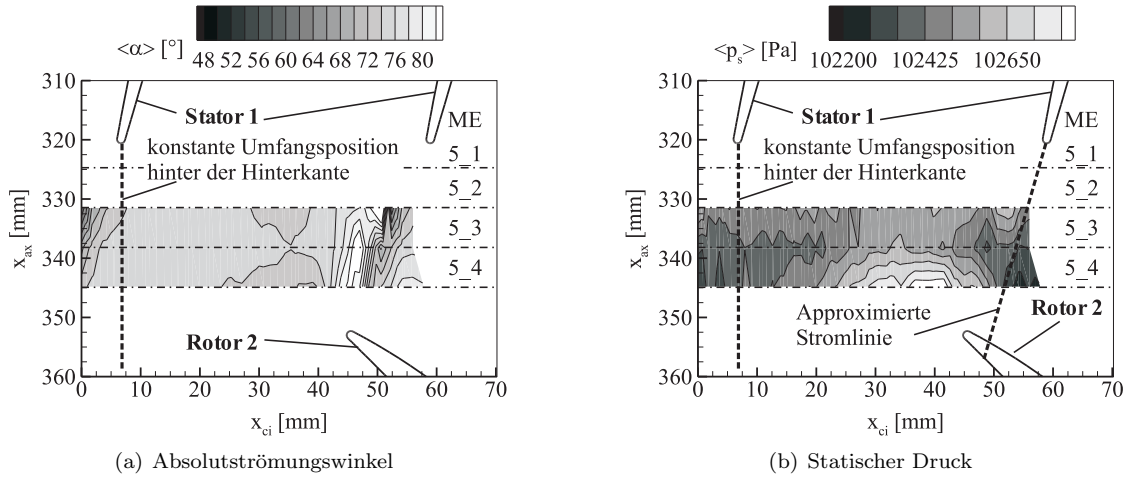
In Abbildung 4.14 ist die approximierte Stromlinie und in Abbildung 4.15 die konstante Umfangsposition für die Beurteilung der instationären Abströmung von Stator 1 dargestellt. Weiterhin enthält Abbildung 4.15 ebenfalls die approximierte, stationäre Staustromlinie der Abströmung. Die dort gewonnenen zeitlichen Verläufe enthalten ebenfalls die im Folgenden noch detailliert aufgeführten Informationen.

In der Zuströmung von Stator 1 ist der aussagekräftigste Parameter für die Charakterisierung der Absolutströmungswinkel. Weiterhin sind neben der Anordnung und Bezeichnung der Messebenen auch die Positionen der Schaufelhinter- und Vorderkanten zu sehen.

In der Abströmung von Stator 1 ergibt sich das Problem, dass der Absolutströmungswinkel im Nachlauf, also direkt hinter der Hinterkante, starken Gradienten in Umfangsrichtung und in der Zeit unterworfen ist. Daher wurde für die Darstellungen des zeitlichen Verlaufes des Absolut-



strömungswinkels eine entsprechende konstante Umfangsposition in der Mitte zwischen den Hinterkanten von Stator 1 gewählt.



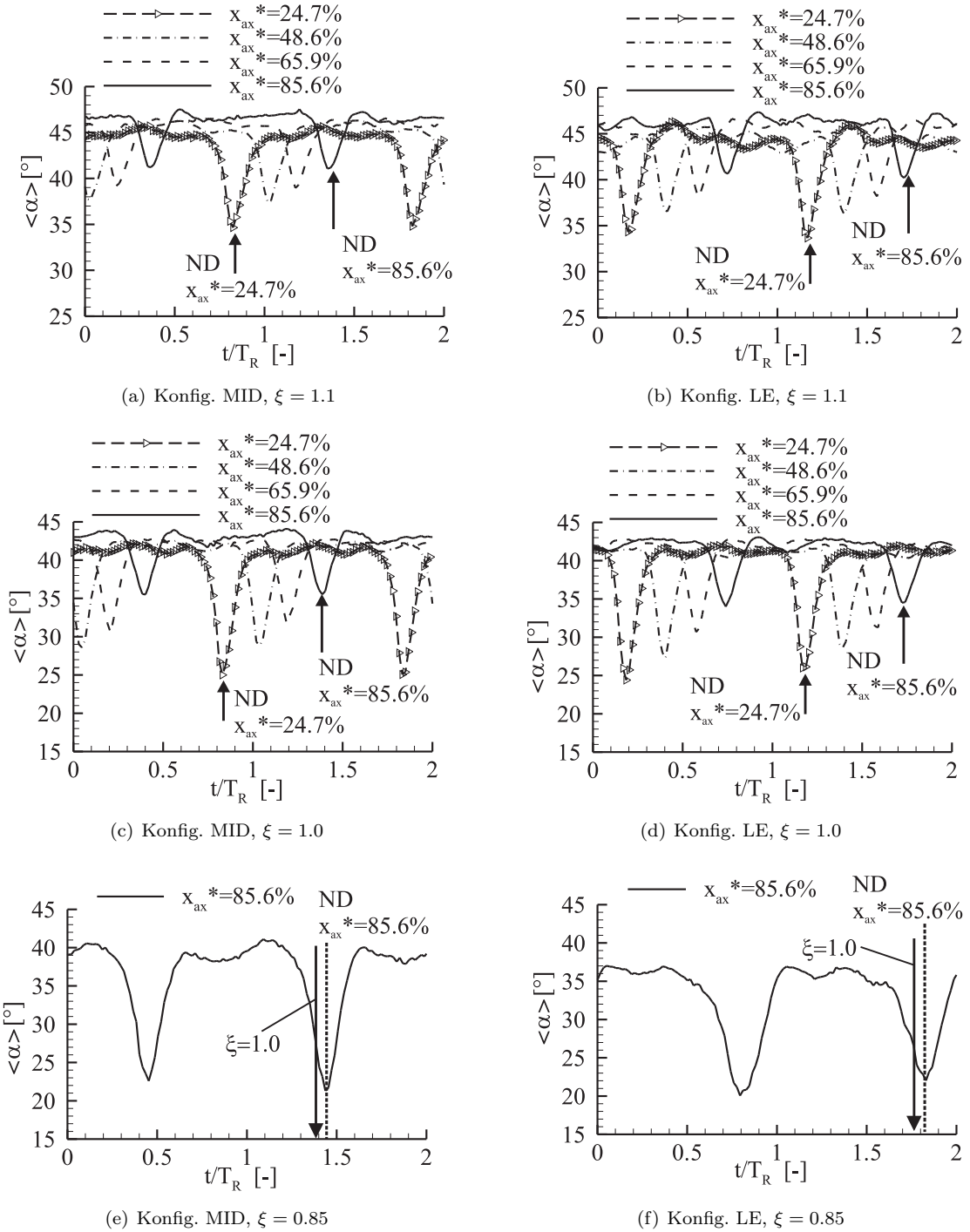
**Abbildung 4.15** – Strömungsfeld in der Abströmung von Stator 1 über den Axialspalt und die Umfangsrichtung für einen Zeitpunkt, Leitgitterkonfiguration LE, MS, Auslegungspunkt

Der zeitliche Verlauf des statischen Druckes in der Abströmung von Stator 1 ist aber, vergleicht man ihn zwischen den Konfigurationen und Betriebspunkten an der Hinterkante von Stator 1, eine hervorragende Bestätigung der durch den Absolutströmungswinkel gewonnenen Erkenntnisse. An dieser Stelle dokumentiert er den zeitabhängigen Einfluss des umlaufenden Potentialfeldes der zweiten Laufreihe auf den hinteren Staupunkt von Stator 1.

Aus diesen zeitgenauen Daten, die den Momentaufnahmen von Abbildung 4.14 und 4.15 zu Grunde liegen, wurden für drei Betriebspunkte in den zwei Leitgitterkonfigurationen MID und LE die folgenden Darstellungen der für die Charakterisierung von Zu- und Abströmung der Leitschaufeln essentiellen Parameter extrahiert. Der Strömungswinkel im Absolutsystem ist in Abbildung 4.16 für die Zuströmung (ME4.1 bis ME4.4) dargestellt. Die extremen Gradienten in der Abströmung von Rotor 1 Betriebspunkt  $\xi = 0.85$  führten leider dazu, dass die Zylindersonde außerhalb des kalibrierten Bereiches angeströmt wurde und die Daten aus den Messebenen ME4.1 und ME4.2 nur für die letzte Messposition stromauf Stator 1 auswertbar waren.

Die zeitliche Entwicklung der Nachlaufdele von Rotor 1 entlang einer approximierten stationären Stromlinie zur Vorderkante von Stator 1 ist erkennbar. Dadurch, dass die Stromlinie über den Axialspalt zur Rotorhinterkante hin entgegen der Rotordrehrichtung geneigt ist, ergibt sich für jeden axialen Schnitt ein Zeitversatz, so dass die Nachlaufdele in den Darstellungen gestaffelt erscheinen. Die Zeitpunkte für die Nachlaufdele im ersten vermessenen Schnitt hinter Rotor 1 und im letzten Schnitt vor Stator 1 wurden im Auslegungspunkt mit Pfeilen versehen und in den Abbildungen für die Betriebspunkte  $\xi = 1.1$  und  $\xi = 0.85$  entsprechend dargestellt. Dadurch werden die geringen Unterschiede im Zeitpunkt des Auftreffens der Rotor-Nachläufe auf die Vorderkanten von Stator 1 deutlich. Die größte Abweichung von  $\Delta t = 0.05 \cdot T_R$  tritt bei  $\xi = 0.85$  auf (Abbildung 4.16(e) und 4.16(f)). Hier fällt auf, dass die Nachlaufdele von Rotor 1 in der Axialposition  $x_{ax}^* = 85.6\%$  deutlich tiefer und breiter ist als bei den anderen Betriebspunkten bei  $x_{ax}^* = 24.7\%$  (direkt hinter Rotor 1). Besonders auffällig ist die höhere Breite der Nachlaufdele in Konfiguration LE (Abbildung 4.17(f)) gegenüber der bei Konfiguration MID (Abbildung 4.17(e)).

Der Betriebspunkt  $\xi = 1.1$  weist nur einen Unterschied von  $\Delta t = 0.02 \cdot T_R$  zum Auslegungspunkt auf (Abbildung 4.16(a) und 4.16(b)). Die instationäre Beeinflussung der Zuströmung von Stator 1 durch Rotor 1 ist im Betriebspunkt  $\xi = 0.85$  also ein Fall, der mit den anderen Betriebspunkten schlecht verglichen werden kann.

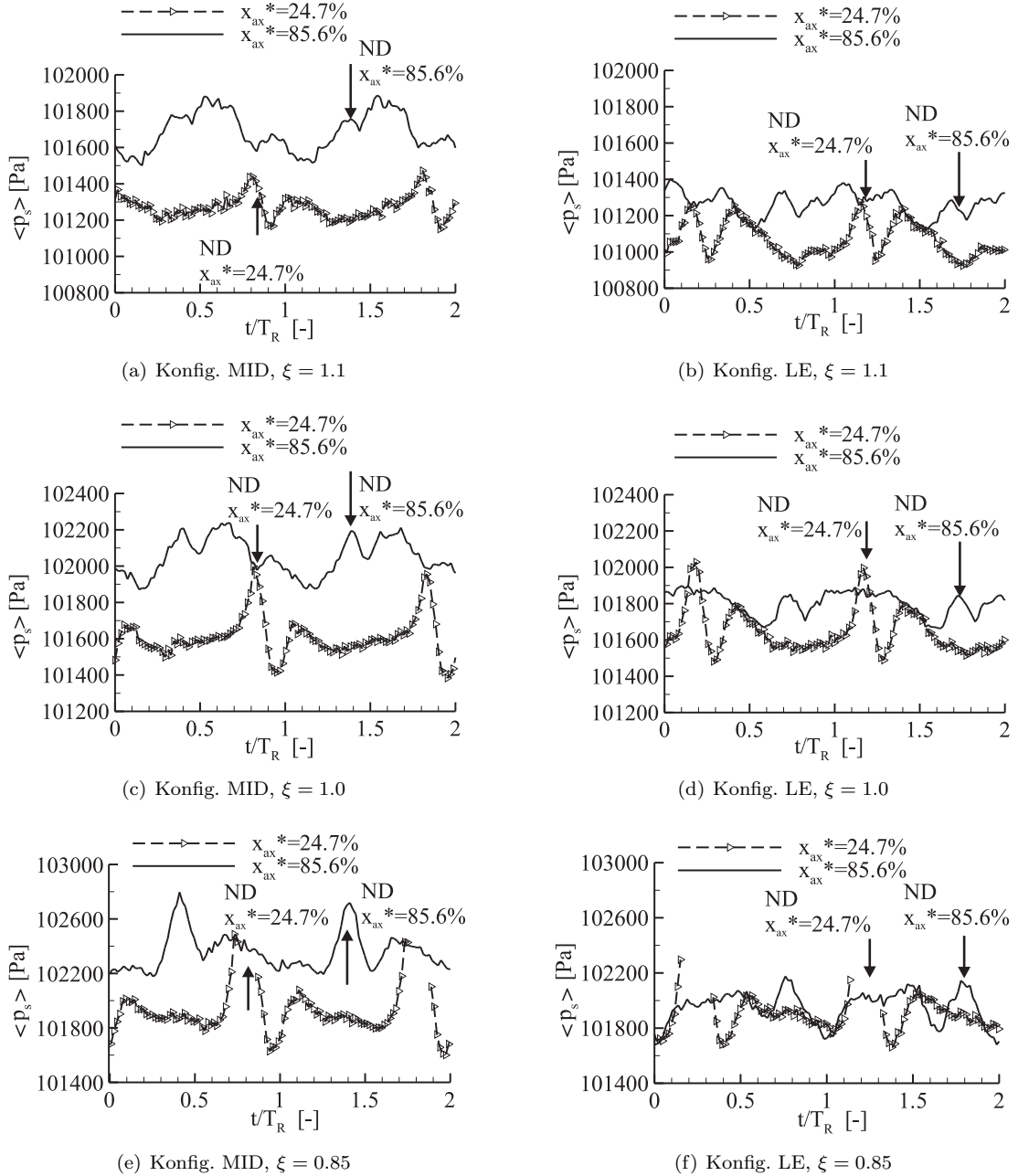


**Abbildung 4.16** – Zeitlicher Verlauf des Absolutströmungswinkels in der Zuströmung von Stator 1 über den Axialspalt, in drei Betriebspunkten bei zwei Leitgitterkonfigurationen, MS

Wenn man die zeitlichen Verläufe zwischen  $\xi = 1.1$  und  $\xi = 1.0$  vergleicht, fallen keine großen Änderungen der Zeitpunkte auf, zu denen die Nachlaufdele die Messposition trifft. Auch für  $\xi = 0.85$  ist der Unterschied gering. Der Vergleich zwischen MID und LE bei gleichem Betriebspunkt zeigt keine nennenswerten Unterschiede zwischen den zeitlichen Verläufen des Absolutströmungswinkels an derselben axialen Messposition. Der Unterschied im Zeitpunkt kommt daher,

## 4.2. ZU- UND ABSTRÖMUNG DER LEITSCHAUFELN

dass Stator 1 zwischen den beiden Konfigurationen MID und LE um eine halbe Leitgitterteilung in Umfangsrichtung verstellt wurde. Ein  $\Delta\varphi = 0.5 \cdot \varphi_S$  ergibt dabei ein  $\Delta t/T_R = 0.5 \cdot \varphi_S \cdot \frac{z_R}{z_S}$ . Der zeitliche Versatz der Nachlaufdüellen zwischen den Konfigurationen MID und LE, bei gleichem Betriebspunkt, in Abbildung 4.16 beträgt genau diese  $\Delta t/T_R = 0.5 \cdot \frac{63}{83} \approx 0.38$ .

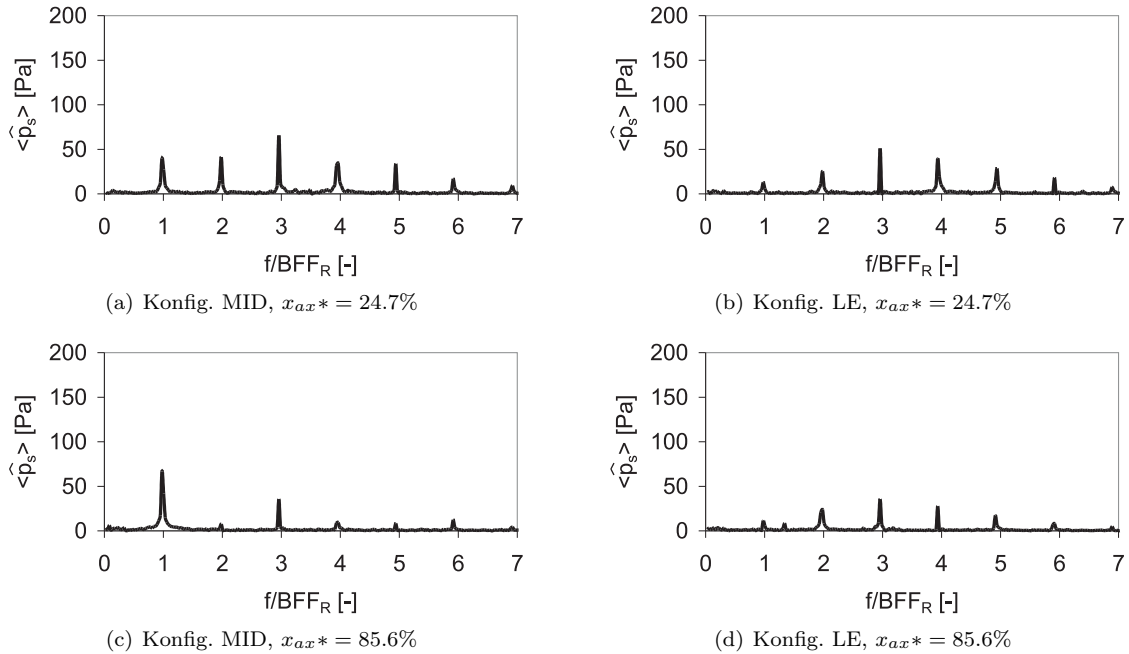


**Abbildung 4.17** – Zeitlicher Verlauf des statischen Druckes in der Zuströmung von Stator 1 an zwei axialen Schnitten über den Axialspalt, in drei Betriebspunkten bei zwei Leitgitterkonfigurationen, MS

In Abbildung 4.17(c) bzw. 4.17(d) sind die zeitlichen Verläufe des statischen Druckes für dieselben Fälle im Auslegungspunkt, die in Abbildung 4.16(c) bzw. 4.16(d) dargestellt sind, angegeben. In ihnen ist anhand der mit Pfeilen markierten Positionen für die Nachlaufdüelle von Rotor 1 er-

kennbar, dass der hintere Staupunkt von Rotor 1 tatsächlich in Form eines lokalen Maximums des statischen Druckes messbar ist und einen Einfluss auf die instationäre Druckverteilung von Stator 1 hat. Außerdem ist hier im Vergleich der zeitlichen Verläufe zwischen MID und LE bei  $x_{ax}^* = 85.6\%$  erkennbar, dass der statische Druck bei MID deutlich höhere Schwankungen aufweist als der bei LE. Das Verhalten korreliert zwar mit dem Verhalten der instationären Drücke auf Stator 1, aber der statische Druck in der Zuströmung von Stator 1 bei  $x_{ax}^* = 85.6\%$  wird natürlich von der instationären Druckverteilung von Stator 1 erheblich beeinflusst. Die Verläufe bei  $x_{ax}^* = 24.7\%$  weisen zwischen MID und LE nur sehr geringe Unterschiede auf.

Erst bei der Spektralanalyse der Daten für den Auslegungspunkt aus Abbildung 4.17, die in Abbildung 4.18 dargestellt sind, wird erkennbar, dass die Amplituden bei der dritten Harmonischen der Blattfolgefrequenz der Laufschaufeln für beide Konfigurationen MID und LE nahezu gleich sind. Im Gegensatz dazu sind die der ersten Harmonischen in der Konfiguration MID um ein Vielfaches höher als in der Konfiguration LE. An dieser Konfiguration weisen sie an beiden Axialpositionen nahezu den gleichen Betrag auf.



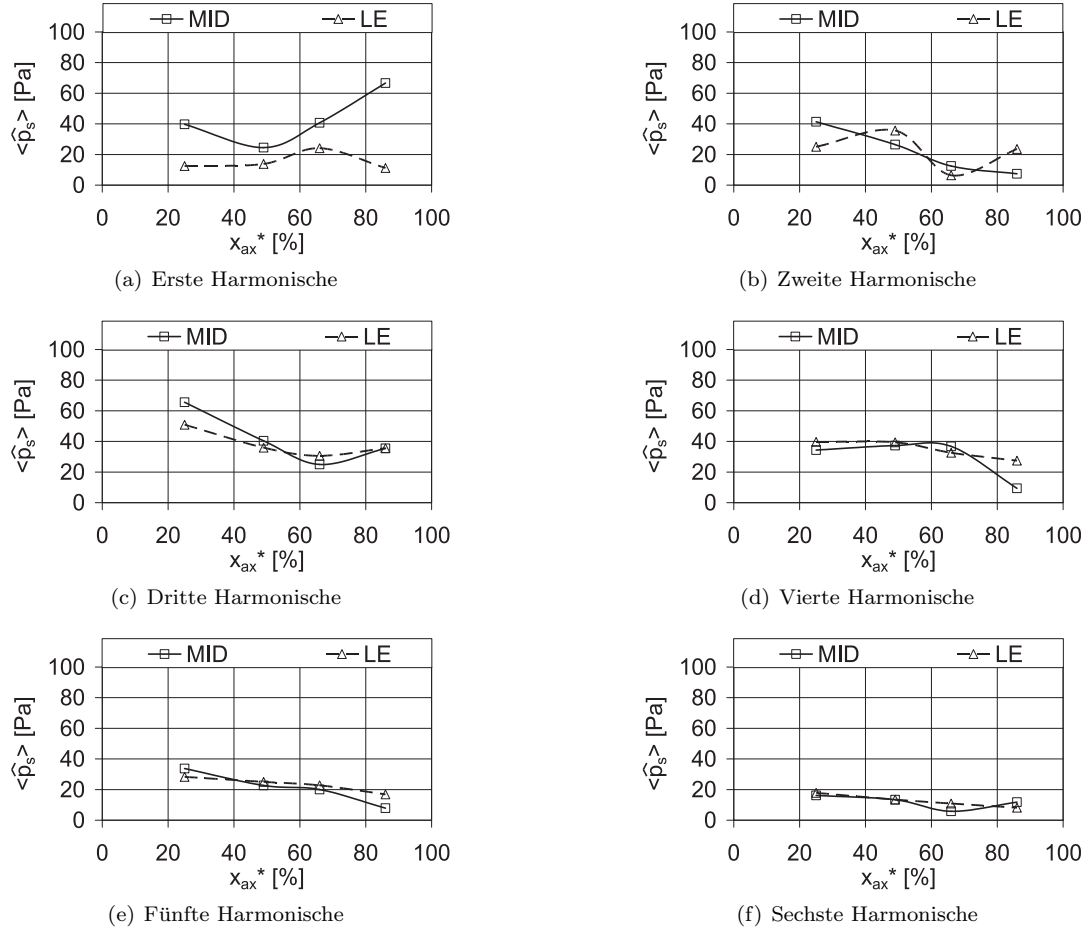
**Abbildung 4.18** – Spektren des statischen Druckes in der Zuströmung von Stator 1 an zwei axialen Schnitten im Axialspalt, im Auslegungspunkt, bei zwei Leitgitterkonfigurationen, MS

Dabei ist vor allem auch von Interesse, dass die Amplituden der ersten Harmonischen nahe der Rotorhinterkante geringer sind als nahe der Statorvorderkante. Das lässt den Schluss zu, dass starke Variation der Amplitude der 1. Harmonischen mit der Stromaufwirkung der Potentialfeldstörung von Rotor 2 in maßgeblichem Zusammenhang steht. Aus dem Grund wurden die Amplituden der einzelnen Harmonischen an den vier axialen Messpositionen in Abbildung 4.19 dargestellt.

Dadurch weist die erste Harmonische in der Konfiguration LE sehr geringe Amplituden sowohl am Anfang als auch am Ende des Axialspaltes auf, während in der Konfiguration MID dort jeweils hohe Amplituden und in der Mitte des Axialspaltes ein Minimum der Amplitude zu finden ist. Nähere Untersuchungen dazu würden hier vorerst zu weit führen.

Die zweite Harmonische weist in der Konfiguration LE ein nicht erklärbares Verhalten auf, während sie und die anderen Höherharmonischen über den Axialspalt an Intensität abnehmen. In der Konfiguration LE erkennt man in Abbildung 4.19(b) zwei Maxima und ein Minimum der Amplitude über den Axialspalt. Die Ursache für das Verhalten ist vermutlich die, dass die Höherharmoni-

schen aus der Struktur des Nachlaufes resultieren, während die erste Harmonische maßgeblich vom Potentialfeld der Laufreihen herrührt. Die Amplituden der ersten Harmonischen an der Laufschaufelhinterkante korrelieren jedenfalls mit den Amplituden der Schaufeldruckverteilung an Vorder- und Hinterkante. Das wird im Detail noch im Abschnitt 5.2.1.5 anhand der Interferenzmuster erklärt.



**Abbildung 4.19** – Verlauf der spektralen Anteile des statischen Druckes in der Zuströmung von Stator 1 an vier axialen Schnitten über den Axialspalt, im Auslegungspunkt bei zwei Leitgitterkonfigurationen, MS

Die Messungen im Axialspalt um Messebene ME6 weisen ähnliche Ergebnisse auf (ohne Abbildung).

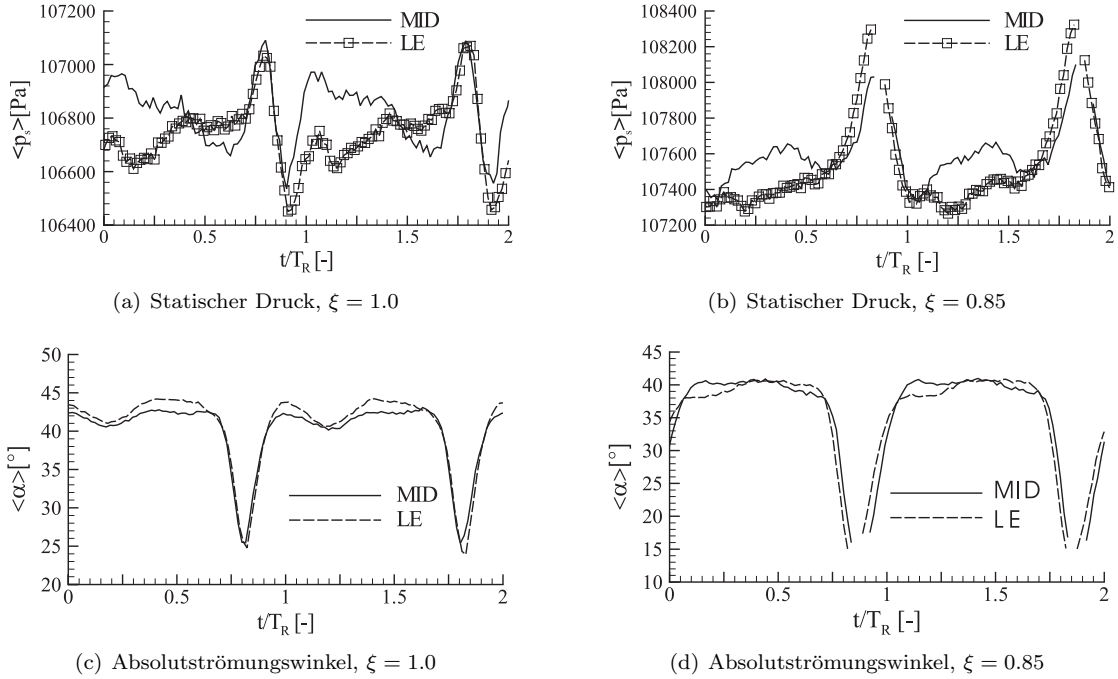
In ME8 wurde allerdings nur in der regulären Messebene ohne Axialtraversierung gemessen. Die Ergebnisse sind aufgrund ihrer Relevanz für Stator 3 hier kurz dargestellt. Abbildung 4.20 zeigt die zeitlichen Verläufe von statischem Druck und Absolutströmungswinkel für die Konfigurationen MID und LE sowohl im Auslegungspunkt als auch bei  $\xi = 0.85$ . Die räumliche Messposition entspricht dem Schnittpunkt der approximierten stationären Staustromlinie von Stator 3 mit der Messebene ME8 im Mittelschnitt.

Es wird sehr deutlich, dass die Breite der Nachlaufdelle eine Änderung der Parameter mit einer Zeitperiode von einem Drittel der Blattfolgeperiode der Laufschaufeln hervorruft. Daher ist die ausgeprägte Stärke der dritten Harmonischen der Blattfolgefrequenz erklärbar. Dieses Verhalten entspricht dem in der ersten Stufe.

Es ist weiterhin zu erkennen, dass die Zeitpunkte des Auftreffens der Nachlaufdelle auf die Mess-

position für alle Konfigurationen und Betriebspunkte gleich sind. Das erklärt die Betriebspunkt-unabhängigkeit der durch die entsprechende Clocking-Konfiguration der Leitreiben eingestellten instationären Kräfte auf den Leitschaufeln der dritten Stufe, die im Abschnitt 5.2.2.1 im Zusammenhang mit Abbildung 5.22 diskutiert wird.

Mit zunehmender Androsselung ergibt sich aber auch eine größere Dellenbreite und demnach auch eine abnehmende Stärke der dritten Harmonischen im Vergleich zur ersten Harmonischen der Blattfolgefrequenz.

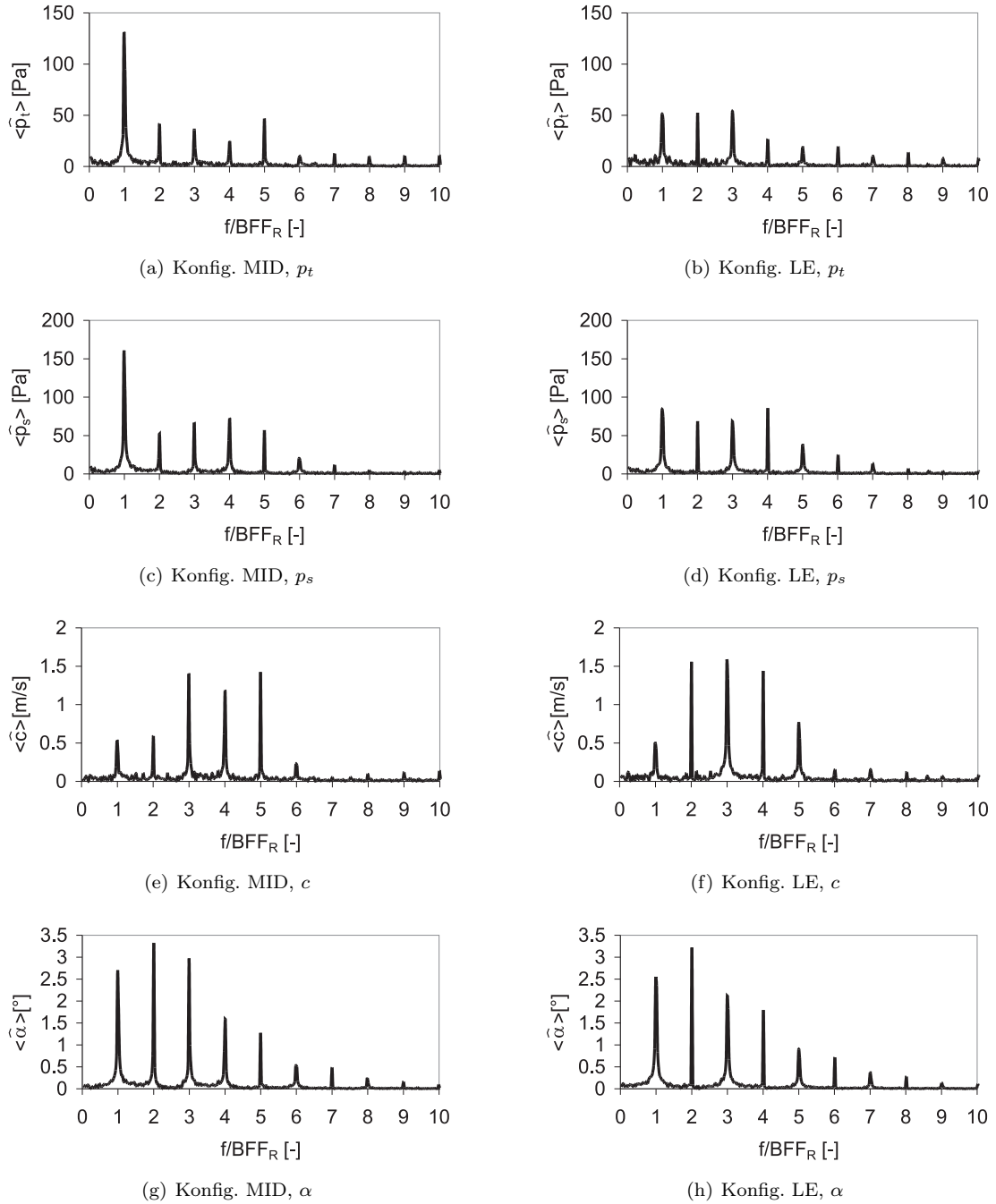


**Abbildung 4.20** – Zeitlicher Verlauf verschiedener Strömungsparameter in der Zuströmung von Stator 3 in Messebene ME8, in zwei Betriebspunkten, bei zwei Leitgitterkonfigurationen, MS

Die Bestätigung dieser Schlussfolgerungen zur Form der Nachlaufdelle findet man in den Spektren der Strömungsparameter, die für beide Leitgitterkonfigurationen im Auslegungspunkt in Abbildung 4.21 dargestellt sind. Die Dominanz der ersten und dritten Harmonischen ist deutlich erkennbar. Die Bestätigung der Nachlaufdellenbreite als Ursache für die Schwankung der Strömungsparameter mit der dritten Harmonischen der Blattfolgefrequenz ist besonders bei Absolutströmungswinkel und -geschwindigkeit deutlich (Abbildung 4.21(e) bis (h)).

Auffallend ist allerdings auch die extreme Schmalbandigkeit der geradzahigen Harmonischen. Leider konnte keine weiterführende Analyse stattfinden. Allerdings kann bei der Interferenz von harmonischen Signalen mit ungerader Ordnung bei der FFT ein in der Amplitude schwankender Interferenzterm bei der geraden Ordnung der Harmonischen vorkommen (siehe Iwanow [35]). Das kann auch den in Abbildung 4.19(b) dargestellten, schwankenden Verlauf der zweiten Harmonischen über den Axialspalt bei ME4 erklären. Weil die geradzahigen Harmonischen auch bei den Schaufelkräften nur von untergeordneter Bedeutung sind, wird hier nicht weiter auf sie eingegangen.

In Abbildung 4.21 ist weiterhin erkennbar, dass die dritte Harmonische zwischen den Konfigurationen MID und LE generell geringe Unterschiede aufweist. Die erste Harmonische zeigt große Unterschiede abhängig von der Leitgitterkonfiguration nur im statischen Druck und Totaldruck. Da sie in der Absolutgeschwindigkeit, und damit im dynamischen Druck, keine Unterschiede zwischen den Konfigurationen aufweist, sind die maßgeblichen Unterschiede zwischen den Konfigurationen auf den statischen Druck zurückzuführen.



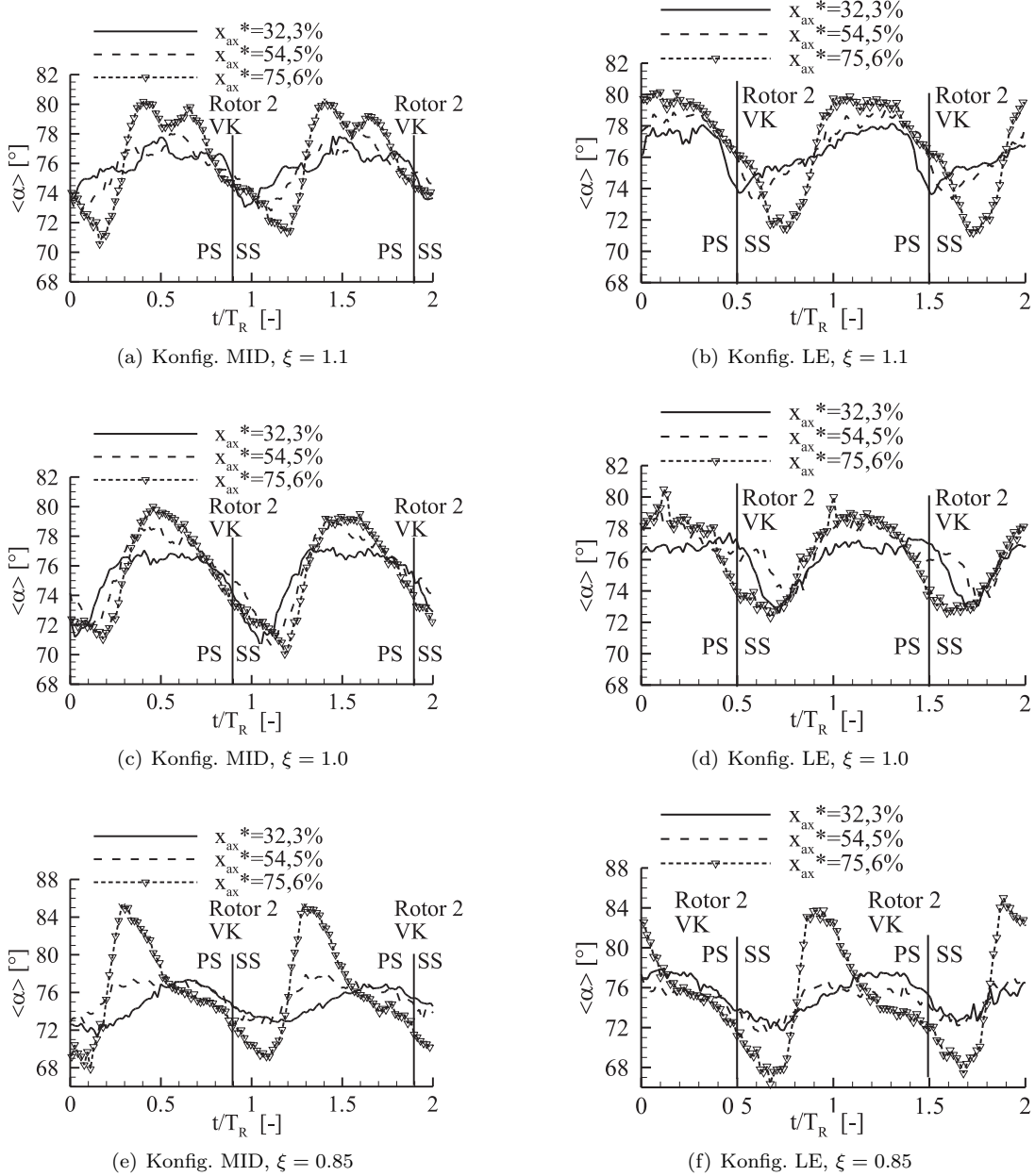
**Abbildung 4.21** – Spektren verschiedener Strömungsparameter in der Zuströmung von Stator 3 in Messebene ME8,  $\xi = 1.0$ , bei zwei Leitgitterkonfigurationen, MS

#### 4.2.2 Abströmung der Leitschaufeln

Die Abströmung von Stator 1 wird für die Leitgitterkonfigurationen MID und LE in den 3 Betriebspunkten in Abbildung 4.22 durch den zeitlichen Verlauf des Strömungswinkels und in 4.24 durch den des statischen Druckes charakterisiert. Dabei ist aus schon genannten Gründen



die Messposition über alle drei Schnitte (ME 5.2 bis 5.4) bei konstanter Umfangsposition, für den Absolutströmungswinkel zwischen den Hinterkanten der Leitschaufeln und für den statischen Druck direkt hinter der Hinterkante.

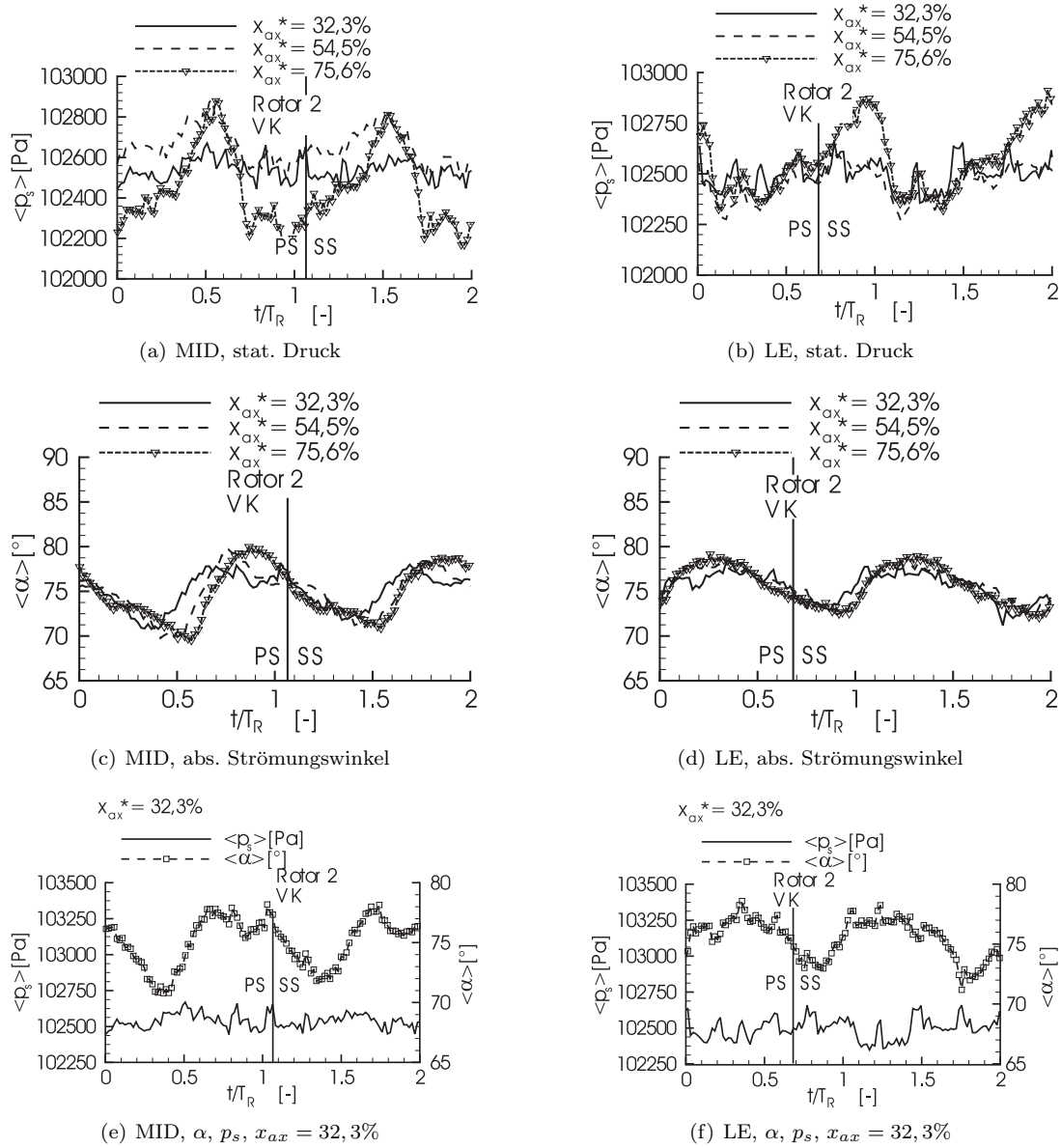


**Abbildung 4.22** – Zeitlicher Verlauf des Absolutströmungswinkels in der Abströmung von Stator 1 über den Axialspalt, konstante Umfangsposition zwischen den Hinterkanten von Stator 1, in drei Betriebspunkten bei zwei Leitgitterkonfigurationen, MS

Aufgrund der Leitgitterkonfigurationen MID und LE unterscheiden sich die Zeitachsen um die schon diskutierten  $\Delta t/T_R = 0.5 \cdot \frac{63}{83} \approx 0.38$ . Zur Vereinfachung sind die Zeitpunkte markiert, an denen die Vorderkanten der stromab befindlichen Laufschaufeln die Messposition passieren. Es wird anhand der Abbildungen deutlich, dass sich die Amplituden der Verläufe für  $\xi = 1.1$  und  $\xi = 0.85$  nur wenig unterscheiden, während sie im Auslegungspunkt für die Konfiguration MID



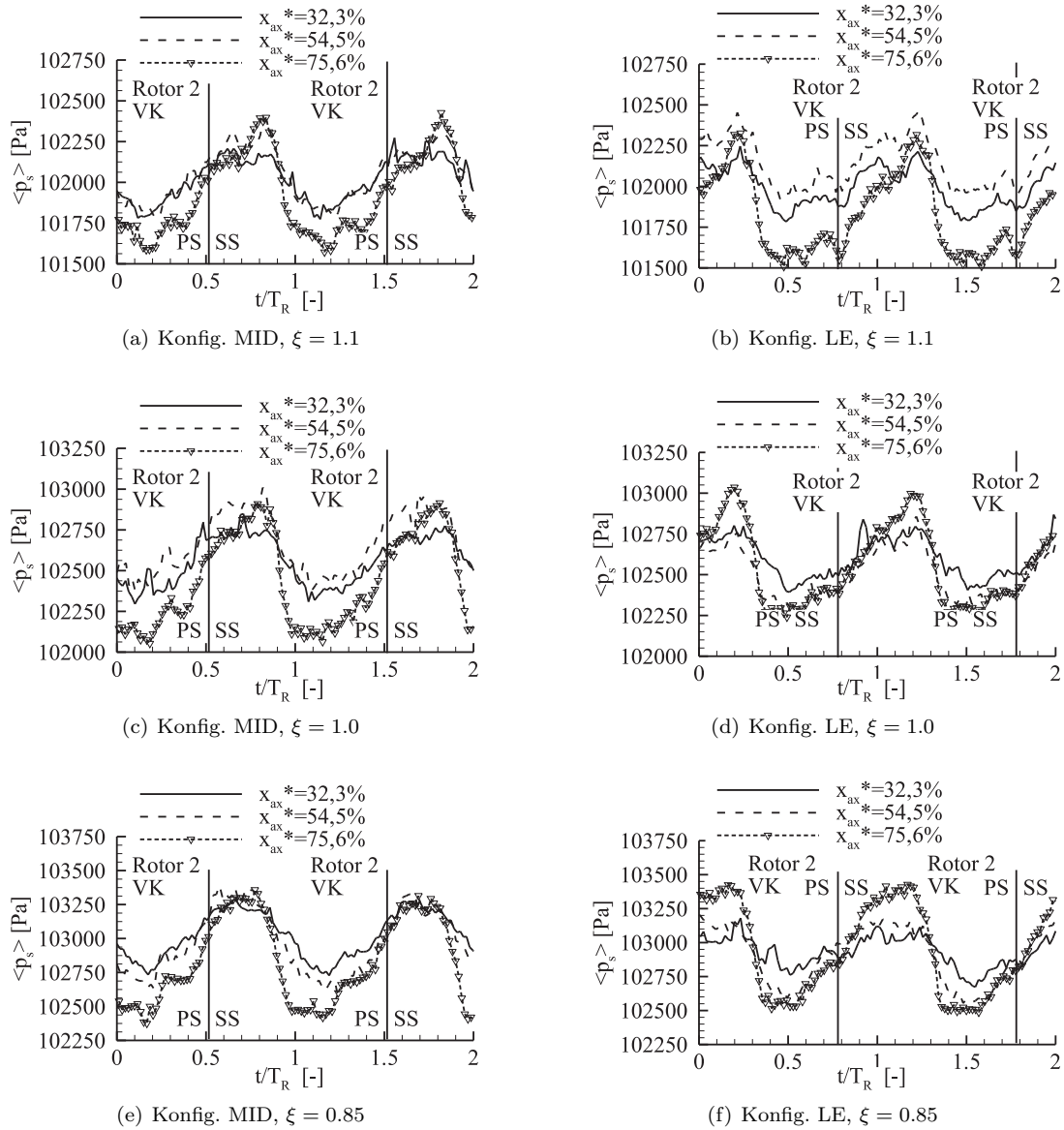
deutlich größer sind als für die Konfiguration LE. Das Verhalten ist sowohl im zeitlichen Verlauf des Absolutströmungswinkels (Abbildung 4.22) als auch dem des statischen Druckes (Abbildung 4.24) erkennbar. Es korreliert sehr gut mit den Peak-Amplituden für die drei Betriebspunkte (vgl. Abbildung 5.22(a)).



**Abbildung 4.23** – Zeitlicher Verlauf des statischen Druckes und des Absolutströmungswinkels auf der approximierten Stromlinie in der Abströmung von Stator 1 über den Axialspalt,  $\xi = 1.0$ , MS

Warum es notwendig ist, für eine Analyse der Stromaufwirkung des Potentialfeldes von Rotor 2 verschiedene Positionen zu vergleichen, zeigt Abbildung 4.23 anhand des statischen Druckes und des Absolutströmungswinkels. Während die zeitlichen Änderungen des statischen Druckes entlang der approximierten Staustromlinie sehr schnell abklingen, ändern sich die zeitlichen Verläufe des Absolutströmungswinkels in der Konfiguration LE kaum. Das heißt, die Änderung erfolgt nahezu gleichzeitig entlang der approximierten Stromlinie. In der Konfiguration MID allerdings finden die Änderungen des Absolutströmungswinkels nahe der Hinterkante von Stator 1 früher statt, als nahe

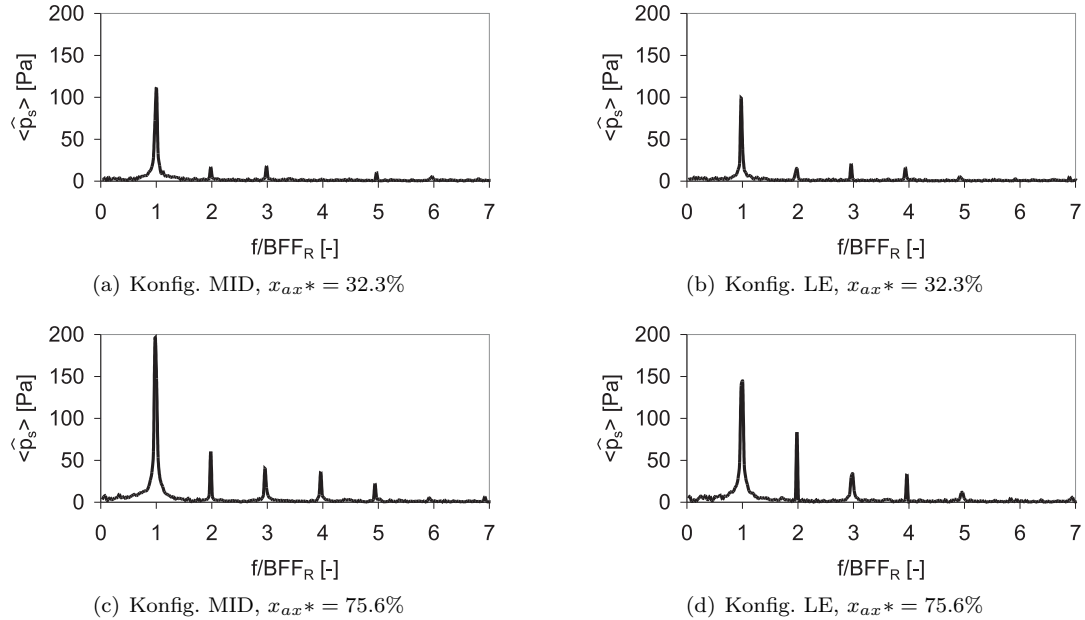
der Vorderkante von Rotor 1, was auf eine andere Ausprägung der Interaktion der Potentialfelder der Schaufelreihen schließen lässt.



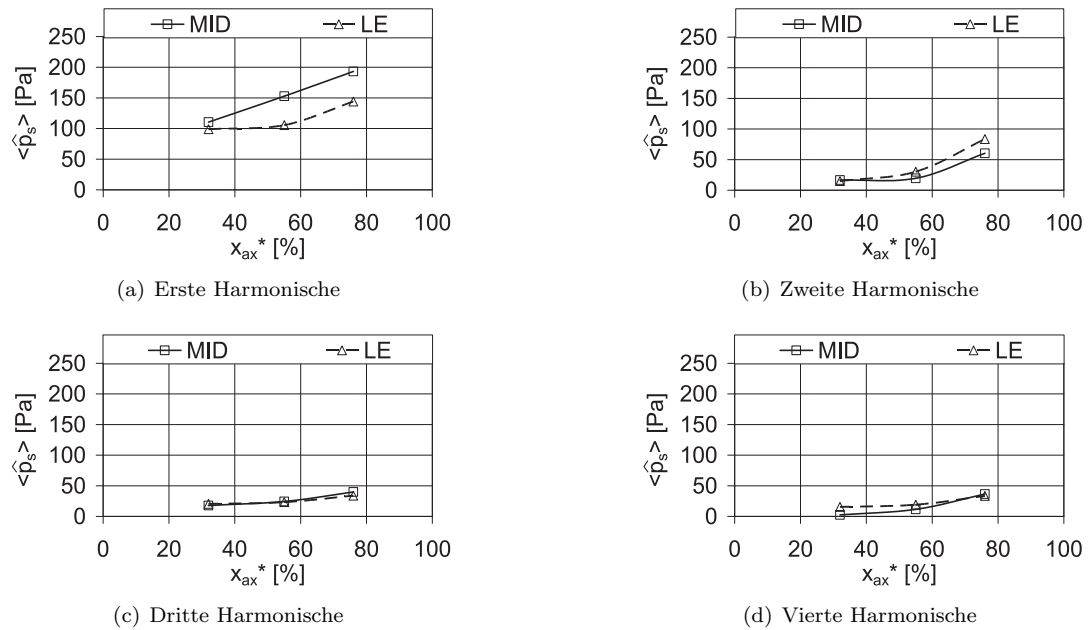
**Abbildung 4.24** – Zeitlicher Verlauf des statischen Druckes in der Abströmung von Stator 1 über den Axialspalt, konstante Umfangsposition hinter der Hinterkante von Stator 1, in drei Betriebspunkten bei zwei Leitgitterkonfigurationen, MS

Vergleicht man das Verhalten in Abbildung 4.23(c) und (c) mit dem in Abbildung 4.22(c) und (d), findet man auch in der Mitte zwischen zwei Statorhinterkanten in der Konfiguration MID eine Änderung des Strömungswinkels, die an der Hinterkante von Stator 1 früher erfolgt als an der Vorderkante von Rotor 2. In der Konfiguration LE dagegen ist der umgekehrte Fall zutreffend, so dass die Änderung gleichzeitig auf der entgegen der Drehrichtung geneigten Stromlinie erfolgt. Die zeitlichen Verläufe des statischen Druckes allerdings beeinflusst diese im Absolutströmungswinkel zu findende Charakteristik wenig. In den Abbildungen 4.24(c) und (d) ist zu erkennen, dass die zeitliche Folge der Maxima und Minima über den Axialspalt für die beiden Konfigurationen

MID und LE denen entsprechen, die für den Absolutströmungswinkel in der Konfiguration LE gefunden wurden (Abbildung 4.22(d)). Für den Auslegungspunkt wurden die zeitlichen Verläufe des statischen Druckes mit der FFT in den Frequenzbereich überführt und in Abbildung 4.25 exemplarisch für die Positionen bei 32.3% und 75.6% des Axialspaltes dargestellt.



**Abbildung 4.25** – Spektren des statischen Druckes in der Abströmung von Stator 1 an zwei axialen Schnitten im Axialspalt, im Auslegungspunkt, bei zwei Leitgitterkonfigurationen, MS



**Abbildung 4.26** – Verlauf der spektralen Anteile statischen Druckes in der Abströmung von Stator 1 an drei axialen Schnitten über den Axialspalt,  $\xi = 1.0$ , bei zwei Leitgitterkonfigurationen, MS

Die dritte Harmonische der Blattfolgefrequenz weist keine signifikanten Änderungen bei veränderter Leitgitterkonfiguration und gleicher Axialposition auf, während sich die Amplitude der ersten Harmonischen nahe der Vorderkante von Rotor 2 zwischen MID und LE deutlich unterscheidet, ist sie bei 32.3% des Axialspaltes bei LE nur unwesentlich geringer als bei MID. Dieses Verhalten zeigt auch der Verlauf der Amplitude der ersten Harmonischen über den Axialspalt. Abbildung 4.26 zeigt weiterhin die Dominanz des Potentialfeldes von Rotor 2 anhand der ersten Harmonischen im Vergleich mit den Höherharmonischen in der Abströmung von Stator 1. Dabei weisen die Höherharmonischen kaum Unterschiede zwischen den Leitgitterkonfigurationen auf.

## Ergebnisse

Es können folgende Schlussfolgerungen für die Beeinflussung der instationären Zu- und Abströmung der Leitreihen getroffen werden:

**Die Nachlaufdellen direkt stromab des sie verursachenden Laufgitters** ändern ihre Umfangslage mit Änderungen des Betriebspunktes sehr wenig. Die Strömungsparameter in der Zuströmung des Stators ändern sich gravierend beim Auftreffen der Nachlaufdelle. Durch die Nachlaufbreite relativ zur Teilung und durch die Tiefe der Nachlaufdelle wird die Verteilung der Amplituden auf die Harmonischen der Blattfolgefrequenz bestimmt, wobei im vorliegenden Fall 1. und 3. Harmonische dominant sind. In dieser Messebene haben die Nachlaufdellen einer Laufreihe, den hier diskutierten Messdaten zufolge, einen direkten Einfluss auf die Schaufeln der nächsten stromab liegenden Leitreihe. Zumindest ändert die Leitgitterkonfiguration das Potentialfeld zwischen zwei benachbarten Laufreihen grundlegend. Der Staupunkt der Schaufelhinterkante ist innerhalb des Nachlaufes mit seinem örtlichen Maximum des statischen Druckes deutlich in den Messwertverläufen identifizierbar.

**Die Positionen der von der stromauf liegenden Laufreihe stammenden Nachlaufdellen können an der Axialposition der Vorderkanten der nächsten stromab liegenden Laufreihe** nur durch Clocking der Laufreihen in ihrer Umfangslage exakt bestimmt werden. Ihr Einfluss auf diese Leitreihe dürfte aber, wie das auch beim Einfluss der Leitschaufelnachläufe auf die Laufreihen gefunden wurde, sehr gering sein. Die Potential- und Nachlaufstörungen der das Leitgitter direkt umgebenden Laufreihen haben einen erheblich größeren Einfluss auf die instationäre Druckverteilung. Die Nachlaufdellen der Laufschaufeln, die sich konvektiv über die Schaufeloberfläche der stromab liegenden Leitschaufeln bewegen, können mit ihrer konvektiven Bewegung nicht in Zusammenhang mit der instationären Druckverteilung auf den Leitschaufeln gebracht werden (siehe auch Mailach und Vogeler [61]).

**Das Potentialfeld direkt stromauf des Laufgitters, das es verursacht**, ändert seine Umfangs- und Axialverteilung mit Änderungen des Betriebspunktes, wobei die Änderungen der Verläufe des statischen Druckes bei konstanter Umfangsposition zwischen den Betriebspunkten und bei gleicher Leitgitterkonfiguration sehr gering sind. Die Verläufe des Absolutströmungswinkels ändern sich erheblich. Das Potentialfeld wird aber abhängig von der Clocking-Konfiguration der Leitreihen trotzdem erheblich beeinflusst. Es ändert dabei seine Ausrichtung zum Potentialfeld des nächsten stromauf liegenden Leitgitters, so dass beide Felder im Raum ein Interferenzmuster hervorrufen, das von der Clocking-Konfiguration abhängig ist. Damit werden die Amplitudenverteilungen und auch die Phasenlage der Störungen erheblich beeinflusst. Die Änderung von Anströmwinkel und statischem Druck erfolgt maßgeblich als nahezu harmonische Schwingung. Grundsätzlich aber erfolgt die Änderung der Zustandsgrößen mit der ersten Harmonischen der Blattfolgefrequenz  $BFF_R$ .

## 5 Schaufelkräfte

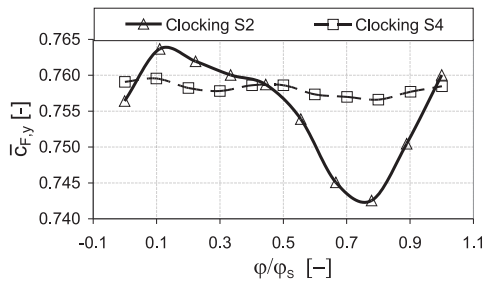
### 5.1 Stationäre Schaufeldruckverteilungen und -kräfte

Zuerst wurden die Druckverteilungen auf einer Leitschaufel der dritten Stufe in verschiedenen Betriebspunkten und bei verschiedenen Clocking-Konfigurationen der direkt stromauf und stromab liegenden Leitgitter relativ zu Stator 3 vermessen.

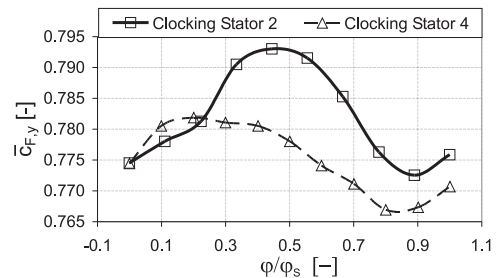
Für die Bestimmung der Stärke der Wirkung des Nachlaufes von Stator 2 auf die stationäre Druckverteilung von Stator 3 wurde Stator 2 fixiert und alle anderen Leitgitter in Schrittweiten von 10 % einer Leitgitterteilung traversiert. Im Auslegungspunkt betragen die Änderungen der stationären Druckverteilung nur  $\pm 2.3\%$  vom dynamischen Druck, im Betriebspunkt  $\xi=0.85$  nahe der Stabilitätsgrenze sind sie mit  $\pm 5.6\%$  vom dynamischen Druck stärker. Die Höhe der Änderungen ist betriebspunktabhängig und fünf- bis zehnmal so groß wie die maximalen Messunsicherheit von  $\pm 12\text{Pa}$  (Müller et al. [68]).

Für die Bestimmung der Stärke der Stromaufwirkung des Druckfeldes von Stator 4 auf die stationäre Druckverteilung von Stator 3 wurde Stator 4 fixiert und alle anderen Leitgitter in Schrittweiten von 10 % einer Leitgitterteilung in negative Umfangsrichtung traversiert. Bis auf den Betriebspunkt nahe der Stabilitätsgrenze,  $\xi = 0.85$ , sind die Änderungen der stationären Druckverteilung mit  $\pm 15\text{ Pa}$  äußerst gering und liegen damit in der Größenordnung der mittleren Messunsicherheit der Drucksensoren.

Die aus der Integration der Druckverteilung resultierenden Kraftbeiwerte (Definition siehe Abbildung 2.11, Seite 35) in Abhängigkeit von der Umfangsposition von Stator 2 und Stator 4 sind in Abbildung 5.1(a) für  $\xi=1.0$  und Abbildung 5.1(b) für  $\xi=0.85$  dargestellt. Stator 2 und Stator 4 wurden jeweils einzeln verstellt. In Abbildung 5.1 haben Stator 2 und 4 an der gleichen Clocking-Position jeweils die gleiche Relativposition zueinander. Es ist zu erkennen, dass der Verlauf des Kraftbeiwertes für die Verstellung von Stator 2 bezüglich seiner Minima und Maxima etwa 30 % bis 50 % einer Leitschaufelteilung zwischen den Betriebspunkten  $\xi=1.0$  und  $\xi=0.85$  verschoben ist. Als Ursache dafür kommt der Nachlauf von Stator 2 infrage. Dieser variiert zwischen den beiden Betriebspunkten auch etwa um diesen Wert in seiner Umfangslage an den Vorderkanten von Rotor 3. Das Minimum des Verlaufes des Kraftbeiwertes bei Verstellung von Stator 4 bei ca.  $\varphi/\varphi_S = 85\%$  variiert zwischen den beiden Betriebspunkten nahezu nicht. Die Ursache dafür liegt also im Potentialfeld von Stator 4. Beide Effekte wirken damit auf die Druckverteilung von Stator



(a) Auslegungspunkt  $\xi = 1.0$



(b) Betriebspunkt  $\xi = 0.85$

**Abbildung 5.1** – Stationärer Kraftbeiwert in  $c_{F,y}$  für Stator 3, MS, Clocking II von Stator 2 bzw. Stator 4

3 über die jeweils stromauf bzw. stromab liegende Laufreihe hinweg. Die prozentualen Änderungen des Kraftbeiwertes in Bezug auf seinen Mittelwert sind in Tabelle 5.1 aufgelistet. Sie sind über den betrachteten Betriebsbereich des Verdichters so gering, dass sie vernachlässigt werden können.

Die numerischen Untersuchungen von Jia [38] haben ebenfalls gezeigt, dass die zeitlich gemittelten Druckverteilungen und die aus ihnen resultierenden Schaufelkräfte sowohl auf den Lauf- als auch auf den Leitschaufeln keine Änderungen zeigen, wenn die Leitgitter in ihrer Umfangslage verändert werden. Aufgrund dieser Untersuchungen und der hier diskutierten Ergebnisse können die stationären Druckverteilungen und die aus ihnen resultierenden Schaufelkräfte als unabhängig

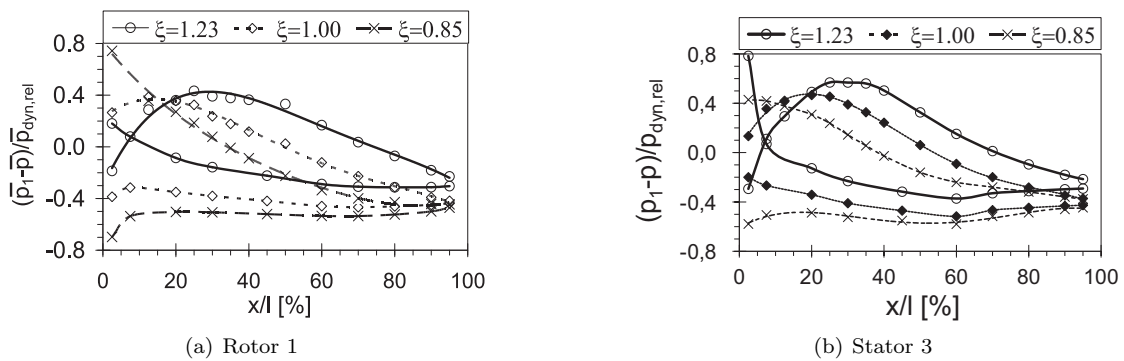
von der Clocking-Konfiguration der Leitgitter betrachtet werden.

Damit können die ohne Clocking im Mittelschnitt der Beschaukelung vermessenen, stationären Druckverteilungen für die Berechnung des zeitabhängigen örtlichen Druckes nach Gleichung 2.16 verwendet werden. In Abbildung 5.2(a) sind exemplarisch für jeweils drei Betriebspunkte die

**Tabelle 5.1** – Änderungen der stationären Druckkraft in  $y$ -Richtung im Mittelschnitt von Stator 3, bei Clocking II von Stator 2 (S2) und Stator 4 (S4)

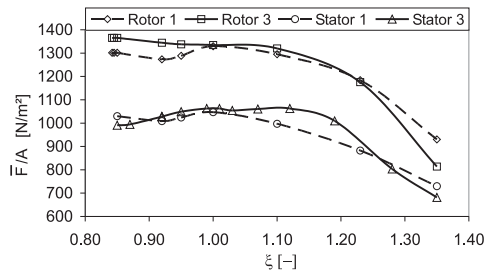
Betriebspkt.	$\Delta c_{F,y}$ bei ClockingII (S2)	$\Delta c_{F,y}$ bei ClockingII (S4)
$\xi = 1.05$	$< \pm 0.5\%$	$< \pm 0.5\%$
$\xi = 1.0$	$\pm 1.4\%$	$< \pm 0.5\%$
$\xi = 0.85$	$\pm 1.5\%$	$\pm 1\%$

Druckverteilungen von Rotor 1 und in Abbildung 5.2(b) die Druckverteilungen für Stator 3 dargestellt. Aus den Druckverteilungen werden die stationären Drücke für die nach Gleichung 2.16 berechneten zeitgenauen Drücke genutzt. Stationäre und instationäre Schaufeldruckkräfte können so, wie in Abschnitt 2.4.3 erläutert, aus der jeweiligen Druckverteilung durch Integration berechnet werden. Über die gesamte Kennlinie des Verdichters (siehe Abbildung 2.1(b)) haben die auf die



**Abbildung 5.2** – Stationäre Druckverteilung von Rotor 1 und Stator 3, MS, Leitgitterkonfiguration REF, in drei Betriebspunkten

Schaufelfläche bezogenen stationären Druckkräfte im Mittelschnitt der Schaufeln der ersten und dritten Stufe den in Abbildung 5.3 gezeigten Verlauf. Die Schaufelkräfte resultieren dabei allein aus der Verteilung des statischen Wanddruckes entlang der Schaufeloberfläche im Mittelschnitt. Sie sind also reine Druckkräfte ohne den Einfluss des, aus den viskosen Grenzschichten resultierenden, Impulsaustausches zwischen Fluid und Schaufeloberfläche.



**Abbildung 5.3** – Stationäre Schaufelkräfte (Druckkräfte) im MS der Lauf- und Leitschaufeln über die Kennlinie bei Auslegungsdrehzahl

## 5.2 Instationäre Schaufelkräfte

Im Folgenden werden die Schaufelkräfte auf die Schaufelfläche bezogen, so dass die zeitgenauen Werte der im Mittelschnitt unter Berücksichtigung des Schaufelprofils integrierten Druckverteilung in  $N/m^2$  angegeben werden. Die auf die Schaufelfläche bezogenen Kräfte werden verglichen, da nicht für jeden Betriebspunkt die Strömungsfeldaten zur Verfügung stehen.

### 5.2.1 Instationäre Kräfte auf den Laufschaufeln

#### 5.2.1.1 Einfluss von *Clocking II*

In Abschnitt 1.1.5 wurde die Phasenverschiebung zwischen den allen Effekten der umgebenden Schaufelreihen auf eine betrachtete Schaufel diskutiert. Aus diesen Effekten ergeben sich für die Laufschaufeln als dominierende Effekte die aus den Nachlaufdellen und dem Staupunkt an der Hinterkante des stromauf liegenden Leitgitters resultierende Nachlaufstörung und die aus dem Potentialfeld (bzw. Staupunkt an der Vorderkante) des stromab liegenden Leitgitters resultierende Potentialstörung. Wenn das so zutreffend ist, müssen sich bei der einzelnen Verstellung der Leitgitter die größten Änderungen der Schaufelkräfte ergeben, wenn die jeweils direkt stromauf und stromab der betrachteten Laufreihe befindlichen Leitgitter relativ zueinander in verschiedene Umfangspositionen gebracht werden. Das entspricht der in Abschnitt 2.2 erläuterten Kampagne *Clocking II*. Aus den Positionen der stärksten und schwächsten instationären Schwankungen der Schaufeldruckkräfte müssen dann auf andere Stufen übertragbar sein und zusammen mit dem Strömungsfeld eine schlüssige Erklärung der Wirkungsweise ermöglichen.

Zuerst wurde *Clocking II* an Rotor 1 und Rotor 3 untersucht. Dazu wurden jeweils ein Leitgitter fixiert und alle anderen in Schritten von 10% der Leitschaufelteilung von 0% bis 110% verstellt. Die Ergebnisse sind in Abbildung 5.4 für Rotor 1 und in Abbildung 5.5 für Rotor 3 zusammengefasst. Es wurden die Betriebspunkte  $\xi = 1.1$ ,  $\xi = 1.0$  und  $\xi = 0.85$  untersucht, um auch Aussagen zum Verhalten der Beeinflussung der instationären Schaufelkräfte über einen breiteren Betriebsbereich machen zu können.

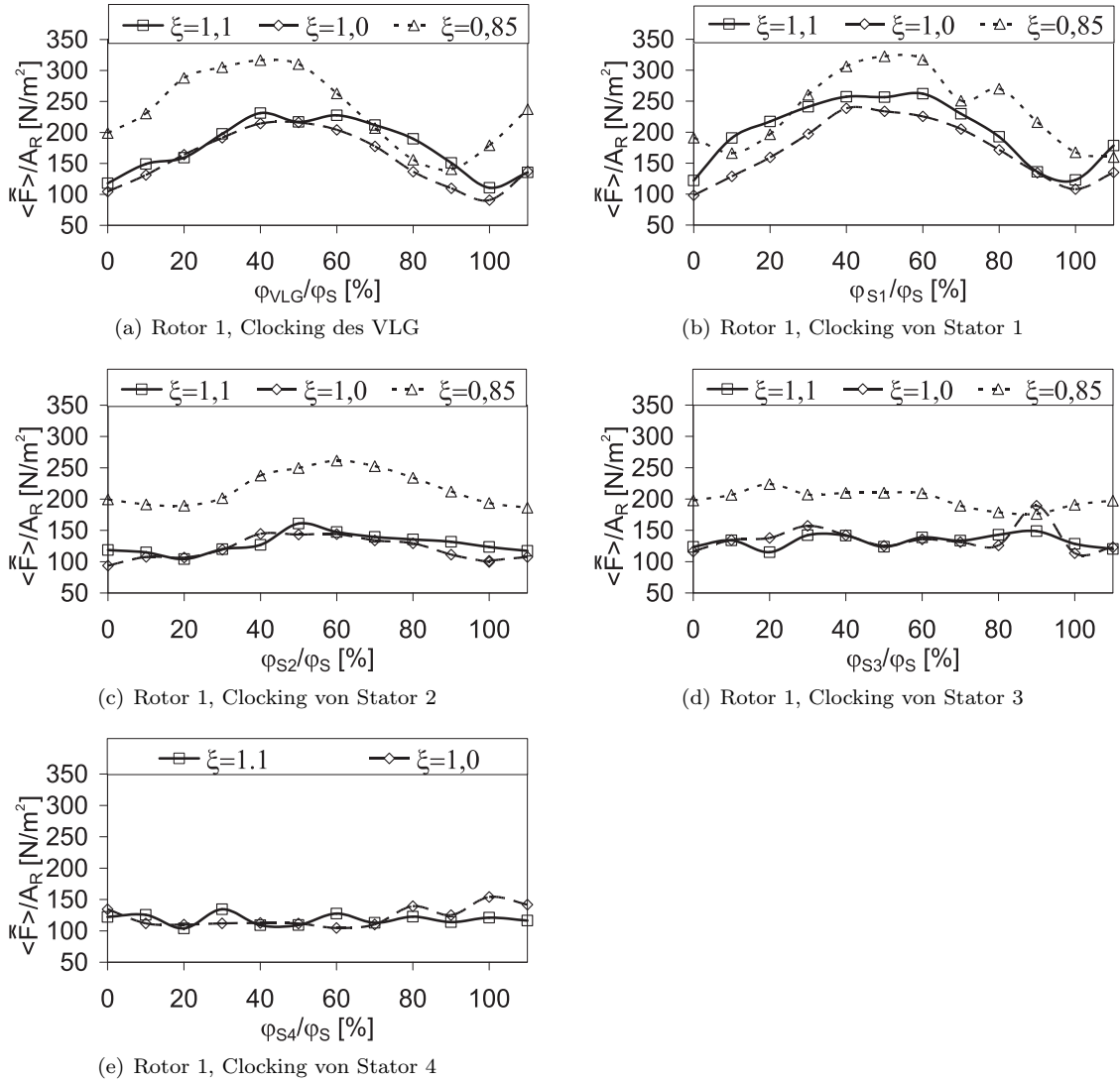
Direkt stromauf von Rotor 1 befindet sich das VLG, direkt stromab Stator 1. Die entsprechenden Verläufe der Kraftamplitude für eine einzelne Verstellung vom VLG bzw. Stator 1 über 110% einer Leitgitterteilung sind in Abbildung 5.4(a) bzw. in Abbildung 5.4(b) dargestellt. Interessant sind nicht nur die erheblichen Änderungen der Amplitude, die sich auf das zwei- bis zweieinhalbfache des Ausgangswertes erhöht. Vielmehr ist auch bemerkenswert, dass die Leitgitterstellung für das absolute Maximum und das Minimum für die Betriebspunkte  $\xi = 1.1$  und  $\xi = 1.0$  gleich sind und sich zum Betriebspunkt  $\xi = 0.85$  nur um 10% einer Leitgitterteilung unterscheiden.

Die Verstellung von Stator 2 erhöht die Kraftamplitude um 40% bis maximal 60% im Vergleich zum Ausgangswert. Alle anderen Leitgitter haben keinen systematischen Einfluss auf die instationären Schaufelkräfte.

Grundsätzlich dasselbe zeigen die Ergebnisse für Rotor 3 (Abbildung 5.5). In Abbildung 5.5(c) und 5.5(d) ist zu erkennen, dass die Umfangspositionen der direkt stromauf und stromab liegenden Leitgitter den dominierenden Einfluss auf die instationäre Schaufelkraft von Rotor 3 hat. Allerdings hat auch Stator 1 einen vergleichbaren Einfluss (Abbildung 5.5(b)). Gerade hier ist sehr interessant, dass zwischen den einzelnen Betriebspunkten kein Unterschied in den Umfangspositionen der Leitgitter für die minimale Kraftamplitude zu erkennen ist.

Welche Kraftamplituden an den Laufschaufeln sich hinter den in Abbildung 5.4 und 5.5 dargestellten Ergebnissen tatsächlich verbergen, wird am deutlichsten, wenn man die zeitlichen Verläufe der instationären Schaufelkraft darstellt. In Abbildung 5.6(a) sind die entsprechenden zeitlichen Verläufe für die drei Betriebspunkte bei geringster Kraftamplitude dargestellt, wogegen Abbildung 5.6(b) die zeitlichen Verläufe mit der größten Kraftamplitude zeigt. Für Rotor 1 schwankt die instationäre Schaufelkraft im günstigsten Fall mit einer Amplitude von  $\pm 6\%$  bis  $\pm 8\%$  der stationären Kraft. Die Leitgitter sind dabei in der Konfiguration REF angeordnet, die Verstellung erfolgte nach *Clocking II* (siehe Seite 25), die Position des VLG war dabei “clocking 0“ und entspricht  $\varphi/\varphi_S = 0\%$ . Im ungünstigsten Fall treten Kraftamplituden von  $\pm 16\%$  bis  $\pm 24\%$  der stationären Kraft für die Position “clocking 50“ auf. Die Position entspricht einer Vorleitgitterstel-

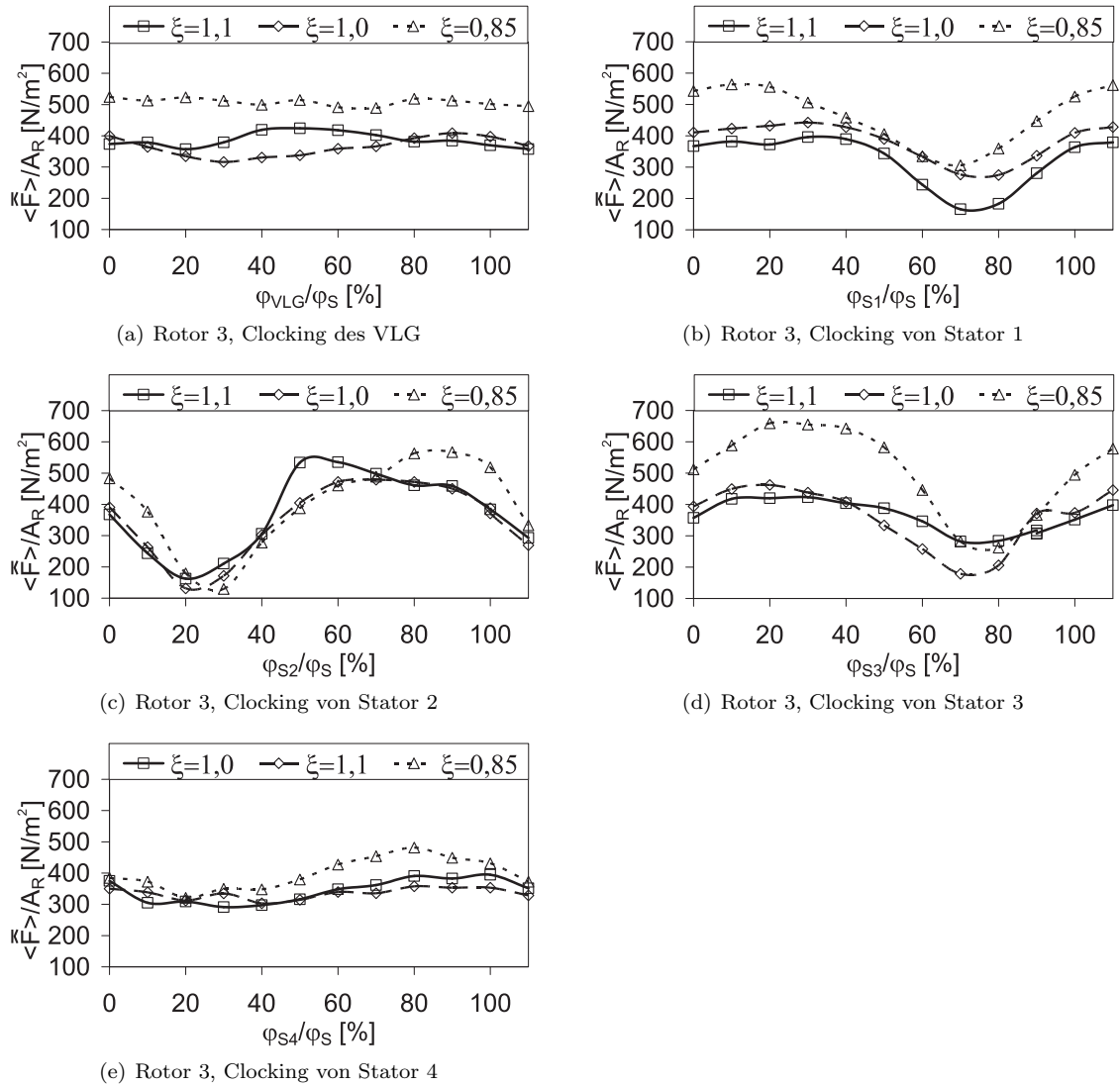
lung von  $\varphi/\varphi_S = 50\%$  (vgl. Abbildung 5.4(a)). Analog dazu kann auch Stator 1 in entsprechende Positionen relativ zum VLG gebracht werden, die vergleichbare Kraftamplituden hervorruft. Einen Überblick über die Verläufe der Kraftamplituden in Abhängigkeit der Stellung von Stator 1 gibt Abbildung 5.4(b). Dort ist ersichtlich, dass auch für Stator 1  $\varphi/\varphi_S = 0\%$  für minimale und  $\varphi/\varphi_S = 50\%$  für maximale Schaufelkraftschwankungen gilt.



**Abbildung 5.4** – Instationäre Kraftamplitude auf den Laufschaufeln der ersten Stufe, MS, Clocking II, Leitgitterausgangskonfiguration REF

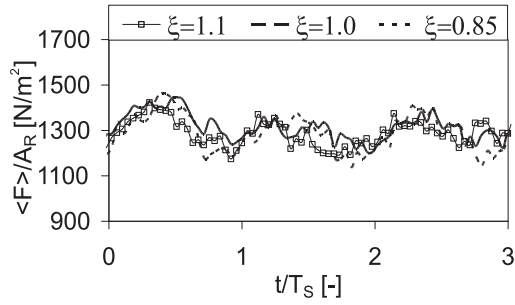
Für die Laufschaufeln der dritten Stufe liegen die absoluten Minimal- und Maximalwerte noch weiter auseinander. Dort kann die Kraftamplitude im günstigsten Fall (Abbildung 5.8(a)) mit  $\pm 10\%$  bis  $\pm 12\%$  der stationären Kraft schwanken. Das tritt bei *Clocking II* von Stator 2 bei einer Umfangsposition von  $\varphi/\varphi_S = 20\%$  ein. Im Fall einer ungünstigen Positionierung von Stator 2 bei *Clocking II* mit  $\varphi/\varphi_S = 70\%$  kann die Schaufelkraft mit  $\pm 36\%$  bis  $\pm 42\%$  der stationären Kraft um diese schwanken. Auch diese Konfigurationen können, wie in Abbildung 5.5(c) und (d) zu erkennen ist, durch die entsprechende Positionierung von Stator 3 mit  $\varphi/\varphi_S = 20\%$  für minimale und  $\varphi/\varphi_S = 70\%$  für maximale Schaufelkraftschwankungen, nahezu reproduziert werden.



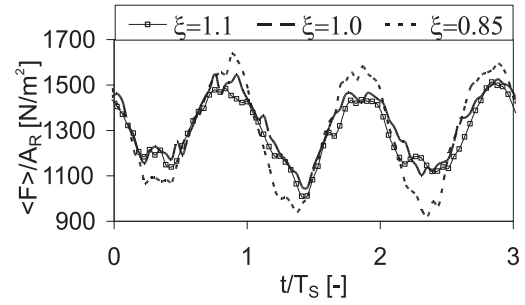


**Abbildung 5.5** – *Instationäre Kraftamplitude auf den Laufschaufeln der dritten Stufe, MS, Clocking II, Leitgitterausgangskonfiguration REF*

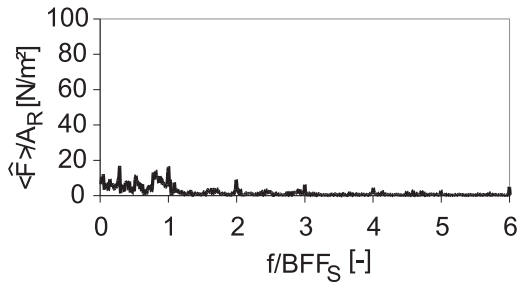
Die Periode der Kraftschwankungen in den Abbildungen 5.6 und 5.8 entspricht bei hohen Amplituden der Zeit, in der die Laufschaufel eine Leitschaufelteilung passiert. Bei geringen Amplituden geht auch der harmonische Charakter des Zeitverlaufes deutlich zurück, weil die erste Harmonische eine den Höherharmonischen vergleichbare Amplitude annimmt. Für den Auslegungspunkt sind die Spektren für die in Abbildung 5.6 und 5.8 dargestellten Zeitverläufe in Abbildung 5.7 und 5.9 gegeben. Diese instationären Kraftschwankungen sind die höchsten bzw. geringsten, die unter allen untersuchten Konfigurationen auftraten. Ohne Berücksichtigung von Doppelungen wurden über 2000 Kombinationen von Leitgitterpositionen und Betriebspunkten systematisch vermessen. Die Doppelungen wurden bewusst zugelassen, so dass mit ihnen nachgewiesen werden konnte, dass die reproduzierten Messergebnisse innerhalb der Messunsicherheiten lagen.



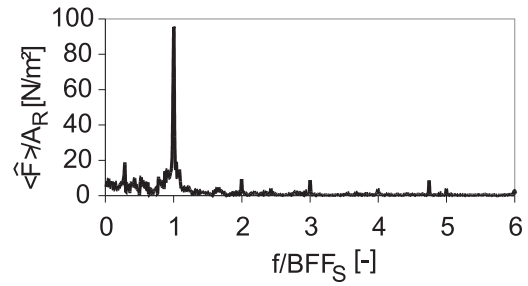
(a) Zeitverlauf bei minimaler Amplitude



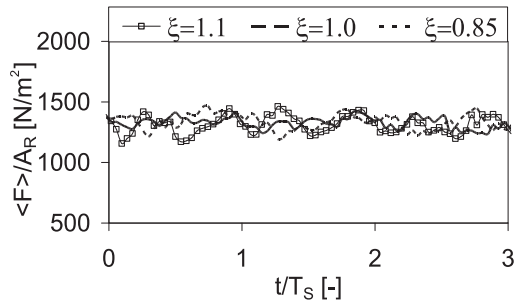
(b) Zeitverlauf bei maximaler Amplitude

**Abbildung 5.6** – Instationären Schaufelkraft für die Extremwerte der Kraftamplitude auf den Laufschaufeln der ersten Stufe, Clocking II, Ausgangskonfiguration REF


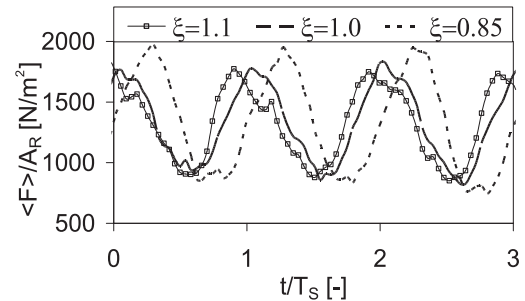
(a) Spektrum bei minimaler Amplitude



(b) Spektrum bei maximaler Amplitude

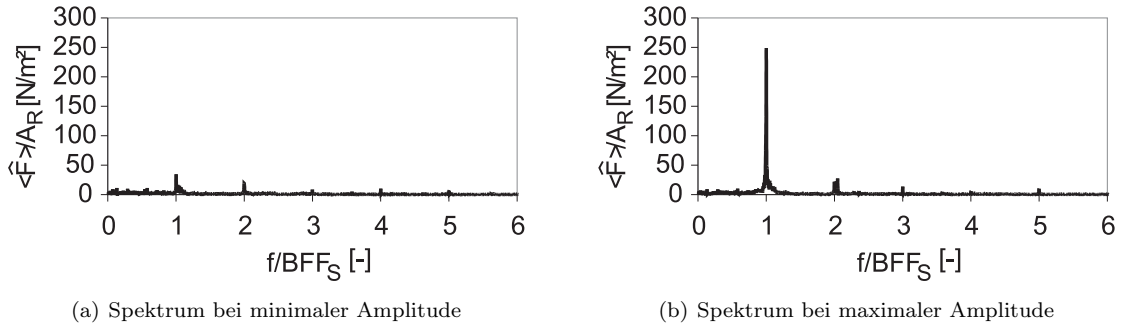
**Abbildung 5.7** – Spektren der Verläufe aus Abbildung 5.6 bei  $\xi = 1.0$ , Clocking II, Ausgangskonfiguration REF


(a) Zeitverlauf bei minimaler Amplitude



(b) Zeitverlauf bei maximaler Amplitude

**Abbildung 5.8** – Instationären Schaufelkraft für die Extremwerte der Kraftamplitude auf den Laufschaufeln der dritten Stufe, Clocking II, Ausgangskonfiguration REF



**Abbildung 5.9** – Spektren der Verläufe aus Abbildung 5.8 bei  $\xi = 1.0$ , Clocking II, Leitgitterausgangskonfiguration REF

### 5.2.1.2 Minimierung der Kraftamplitude der Laufschaufeln

Um aus den hier dargestellten essentiellen Informationen die Leitgitterkonfigurationen abzuleiten, die zu geringen Kraftamplituden auf allen Laufschaufeln führen, wurden die Ergebnisse von *Clocking II* mit denen der Hitzdrahtmessung (Kapitel 3) verglichen und wie folgt vorgegangen. Bei der einzelnen Verstellung der Leitgitter entsprechend *Clocking II* erhält man die Auswirkungen jeder Leitreihe auf die instationäre Kraftamplitude der betrachteten Rotorschaufel. Dabei wurden bei *Clocking II* in der Ausgangskonfiguration REF die in Tabelle 5.2 aufgeführten Variationen der instationären Kraftamplitude erreicht. Da Wirkungsgradvariationen bei den Konfigurationen ND-MID und ND-LE nicht messbar waren (Kapitel 7), wurde entschieden, zwei Hauptkonfigurationen für alle weiteren Untersuchungen zu wählen. Die erste sollte möglichst nahe an dem Ziel liegen, für alle Laufschaufeln die instationären Schaufelkräfte gering zu gestalten, während die zweite Konfiguration hohe instationäre Schaufelkräfte zur Folge haben sollte.

Ergebnis dieser Überlegungen waren die Konfigurationen MID und LE. Die Relativposition zwischen Stator 2 und 3 für die minimale instationäre Kraftamplitude (Tabelle 5.2) stimmt mit jener der Konfiguration ND-MID überein. Die Relativposition von VLG und Stator 1 wurde anhand der Messungen nach *Clocking II* eingestellt und weicht von ND-MID ab. Dadurch musste noch Stator 4 relativ zu Stator 3 und VLG sowie Stator 1 relativ zu Stator 2 positioniert werden. Diese Relativpositionen wurden dann wieder analog der Konfiguration ND-MID gewählt, so dass sich Nachlaufstörung und Potentialstörung auch auf Rotor 2 und 4 so überlagern, wie es die Messungen an Rotor 1 und 3 für die gesteckten Ziele zur Beeinflussung der dynamischen Schaufelkräfte als optimal erwarten ließen.

Dieser Weg bzw. diese Konfigurationen wurden gewählt, weil eine nochmalige Iteration der Leitgitterkonfiguration, sowie eine Vermessung von Rotor 2 und 4 innerhalb der für das Projekt noch zur Verfügung stehenden Zeit ausgeschlossen war. In den numerischen Simulationen von Jia [38] wurden Konfigurationen analog der hier vorgestellten ND-MID und ND-LE untersucht und ebenfalls das Ziel der geringen instationären Kraftamplituden auf allen Laufschaufeln bei ND-MID und der hohen instationären Kraftamplituden bei ND-LE erreicht. Die Konfigurationen MID, LE und REF wurden schon in Abbildung 2.4(a) in Abschnitt 2.1 dargestellt und erläutert.

### 5.2.1.3 Phasenverschiebung von Nachlauf- und Potentialwirkung

Für die 3 Konfigurationen der Leitgitter REF, MID, LE wurde die These, dass die Relativposition zwischen den direkt stromauf und stromab von Rotor 1 bzw. 3 liegenden Leitgittern den dominierenden Einfluss auf die instationären Schaufelkräfte haben, dadurch überprüft, dass die Verläufe der Peak-Amplitude der Druckkraft über der jeweils gleichen Relativposition zwischen den beiden Leitgittern aufgetragen wurden.

Die Differenz  $\Delta\varphi$  ist dabei  $\Delta\varphi = 0 \cdot \varphi_S, 0.1 \cdot \varphi_S \dots 1.1 \cdot \varphi_S$  für das stromauf liegende Leitgitter und  $\Delta\varphi = (1 - 0) \cdot \varphi_S, (1 - 0.1) \cdot \varphi_S \dots (1 - 1.1) \cdot \varphi_S$  für das stromab liegende Leitgitter, da beide Leitgitter fixiert waren, während alle anderen Leitgitter in negative  $\varphi$ -Richtung verstellt wurden.

**Tabelle 5.2** – Variation der Kraftamplituden und Position der Leitgitter für minimale Kraftamplituden auf Rotor 1 und 3 für Clocking II der Leitreihen

Rotor 1		
Einzelverstellung	$\langle \widehat{F} \rangle_{max} / \langle \widehat{F} \rangle_{min} [\%]$	$\Delta\varphi(\langle \widehat{F} \rangle_{min}) / \varphi_S [\%]$
VLG	220	0
Stator 1	220	0
Stator 2	138	+20(-80)
Stator 3	-	-
Stator 4	-	-
Rotor 3		
Einzelverstellung	$\langle \widehat{F} \rangle_{max} / \langle \widehat{F} \rangle_{min} [\%]$	$\Delta\varphi(\langle \widehat{F} \rangle_{min}) / \varphi_S [\%]$
VLG	110-120	variabel
Stator 1	160-220	+75(-25)
Stator 2	250-440	+24(-76)
Stator 3	250	+76(-24)
Stator 4	136	+30(-70)

Die Ergebnisse sind jeweils für Rotor 1 und 3, für die Betriebspunkte  $\xi = 1.1$ ,  $\xi = 1.0$  und  $\xi = 0.85$  für die Ausgangskonfiguration REF in Abbildung 5.10, für die Ausgangskonfiguration MID in Abbildung 5.11 und für die Ausgangskonfiguration LE in Abbildung 5.12 dargestellt.

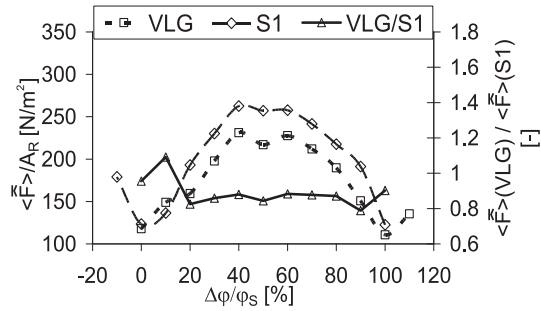
Zusätzlich zu den Kraftamplituden  $\langle \widehat{F} \rangle$  bei einzelner Verstellung der Leitreihen direkt stromauf und stromab, ist deren Verhältnis ( $\langle \widehat{F} \rangle(S1) / \langle \widehat{F} \rangle(S1)$ ) angegeben. Das Verhältnis der Kraftamplituden auf Rotor 1 zwischen einzelner Verstellung von VLG und Stator 1 liegt bei allen Konfiguration zwischen 0.8 und 1.2. Das heißt, dass die Änderung der Kraftamplitude durch VLG und Stator 1 um 60 % bis 100 % des Minimums für die jeweilige Ausgangskonfiguration und den betrachteten Betriebspunkt erhöht wird. Die Interaktion mit weiter stromab liegenden Leitreihen führt dann dazu, dass die Unterschiede von  $\pm 20$  % zwischen den Verläufen bei einzelner Verstellung von VLG und Stator 1 zustande kommen. Maßgeblich dürfte dabei die Interaktion zwischen Stator 1 und den weiter stromab liegenden Leitreihen sein.

Für die Verläufe von Rotor 3 ist das Verhältnis  $\langle \widehat{F} \rangle(S1) / \langle \widehat{F} \rangle(S1)$  zwischen 0.4 und 1.2 für die Ausgangskonfiguration REF, zwischen 0.6 und 1.2 für die Ausgangskonfiguration MID und zwischen 0.8 und 2 für die Ausgangskonfiguration LE. Das heißt, durch die Interaktion der verstellten Leitreihen mit den festen, weiter stromauf und auch stromab liegenden führt zu Änderungen um 20 % bis 60 %, während sich die Kraftamplitude  $\langle \widehat{F} \rangle$  durch die Verstellung von Stator 2 und 3 um 60 % bis 250 % des jeweils geringsten Wertes ändert.

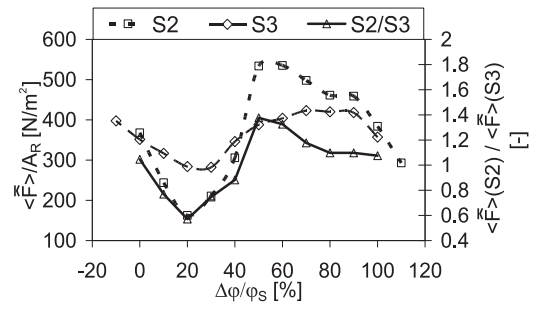
Vergleicht man die Verläufe zwischen Rotor 1 und Rotor 3 im Detail, erkennt man, dass die geringsten Amplituden generell bei der Ausgangskonfiguration REF auftreten, für Rotor 1 bei  $\delta\varphi/\varphi_S = 0\%$  und für Rotor 3 bei  $\delta\varphi/\varphi_S \approx 25\%$ . Das Verhalten ist eher zufällig, da bei der Konfiguration REF der Basisaufbau des Verdichters ist und somit die Stapelachsen der gleichen Schaufel aller Stufen in axialer Richtung exakt hintereinander angeordnet sind.

Für Rotor 1 hat die Ausgangskonfiguration MID eine geringe Kraftamplitude für alle Betriebspunkte und ergibt bei Verstellung von VLG und Stator 1 um 40 % bis 50 % Leitschaufelteilung etwa doppelt so hohe Werte. Wie in Abbildung 5.11(a), (c) und (e) erkennbar, ist das für alle Betriebspunkte der Fall. Bei der Ausgangskonfiguration LE (Abbildung 5.12(a), (c) und (e)) werden deutlich höhere Werte erreicht als bei MID und REF (Abbildung 5.10(a), (c) und (e)). Bei Verstellung um etwa 40 % einer Leitschaufelteilung kann die Kraftamplitude um etwa 60 % verringert werden.

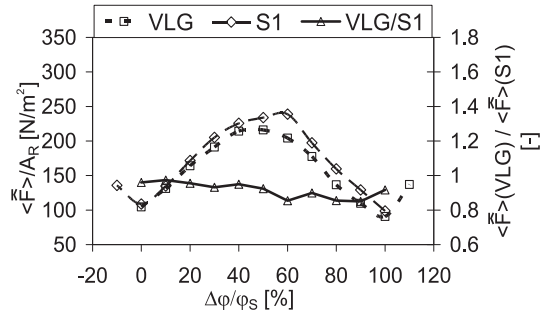
## 5.2. INSTATIONÄRE SCHAUFELKRÄFTE



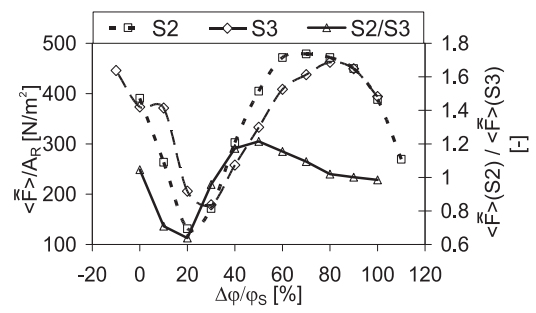
(a) Rotor 1, Betriebspunkt  $\xi=1.1$



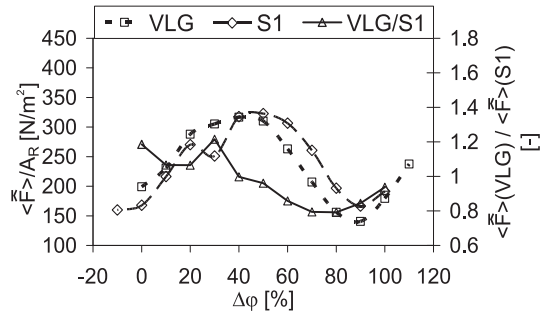
(b) Rotor 3, Betriebspunkt  $\xi=1.1$



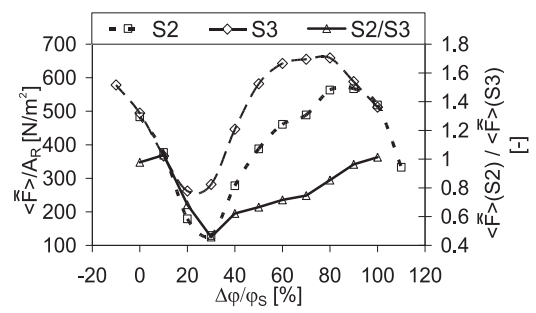
(c) Rotor 1, Betriebspunkt  $\xi=1.0$



(d) Rotor 3, Betriebspunkt  $\xi=1.0$

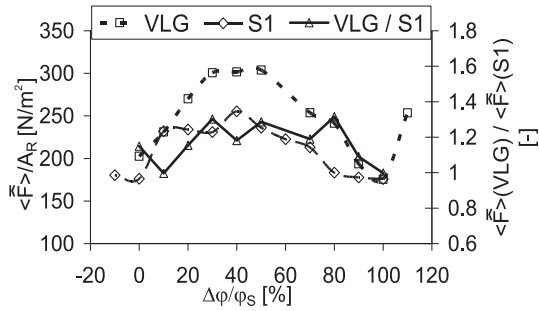
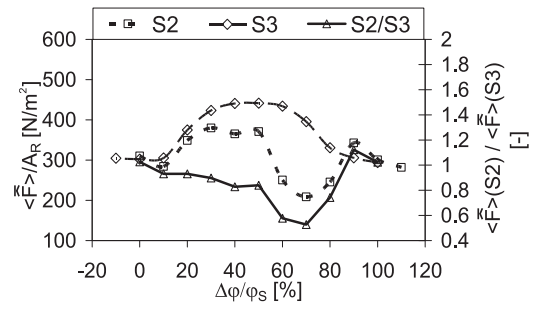
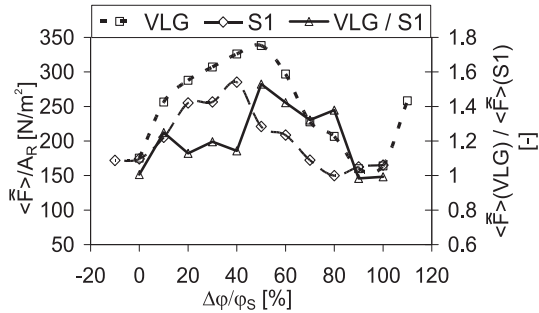
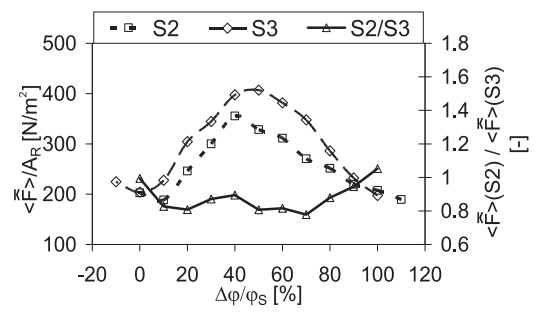
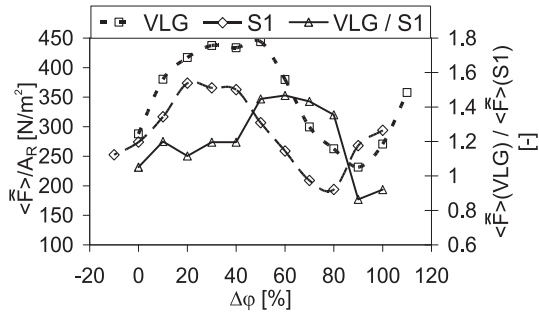
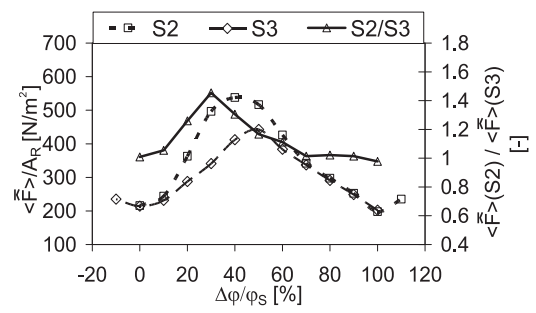


(e) Rotor 1, Betriebspunkt  $\xi=0.85$

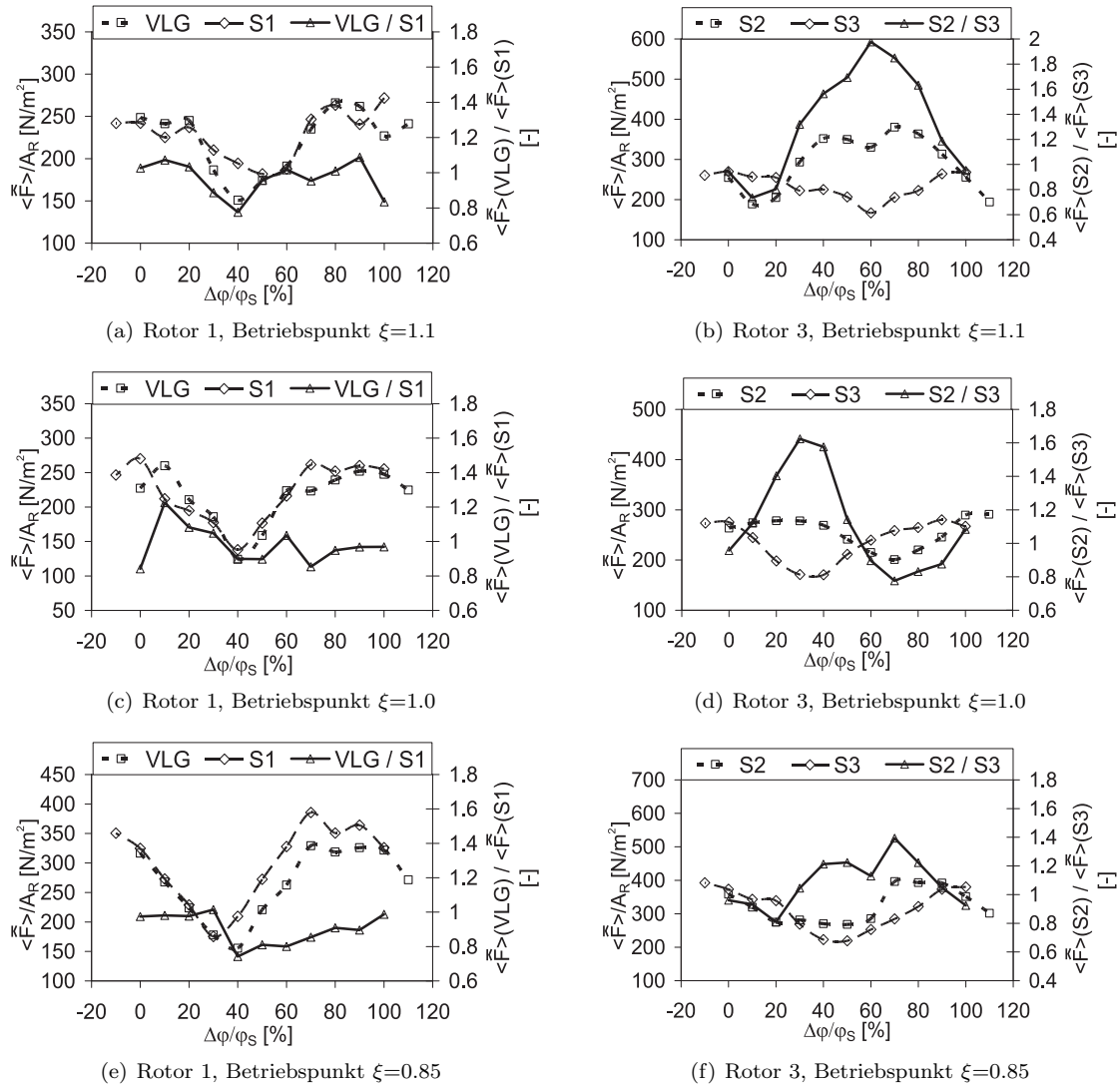


(f) Rotor 3, Betriebspunkt  $\xi=0.85$

**Abbildung 5.10** – Instationäre Kraftamplitude auf den Laufschaufeln in der Ausgangskonfiguration REF, über der Relativposition zwischen stromauf und stromab liegendem Leitgitter, MS, Clocking II


 (a) Rotor 1, Betriebspunkt  $\xi=1.1$ 

 (b) Rotor 3, Betriebspunkt  $\xi=1.1$ 

 (c) Rotor 1, Betriebspunkt  $\xi=1.0$ 

 (d) Rotor 3, Betriebspunkt  $\xi=1.0$ 

 (e) Rotor 1, Betriebspunkt  $\xi=0.85$ 

 (f) Rotor 3, Betriebspunkt  $\xi=0.85$ 

**Abbildung 5.11** – Instationäre Kraftamplitude auf den Laufschaufeln in der Ausgangskonfiguration MID, über der Relativposition zwischen stromauf und stromab liegendem Leitgitter, MS, Clocking II



**Abbildung 5.12** – Instationäre Kraftamplitude auf den Laufschaufeln in der Ausgangskonfiguration LE, über der Relativposition zwischen stromauf und stromab liegendem Leitgitter, MS, Clocking II

Für Rotor 3 ergibt sich für die Ausgangskonfiguration MID (Abbildung 5.11(b), (d) und (f)) ein vergleichbares Verhalten, während die Konfiguration LE dieses nur für den Betriebspunkt  $\xi = 0.85$  bestätigt (Abbildung 5.12(f)). Für die beiden anderen Betriebspunkte sind die Kraftamplitude für  $\xi = 1.0$  (Abbildung 5.12(d)) um 40 % höher, aber für  $\xi = 1.1$  (Abbildung 5.12(b)) vergleichbar. Die einzelne Verstellung von Stator 2 und 3 führt je Betriebspunkt zu unterschiedlichem Ergebnis. Das lässt vermuten, dass hier die Interaktion von Stator 2 mit den (in ihrer Umfangslage betriebspunktabhängigen) Nachläufen von Stator 1 eine Rolle spielt.

#### 5.2.1.4 Verhalten über den Betriebsbereich

Als nächstes muss man einordnen können, ob die Ausrichtung der Leitgitter in der Konfiguration MID, für gleichmäßig geringe instationäre Schaufeldruckkräfte an den Laufschaufeln und in der Konfiguration LE, für gleichmäßig hohe dynamische Schaufelkräfte an allen Laufschaufeln erfolgreich war. Dafür ist es erforderlich, die Peak-Amplitude der instationären Druckkraft  $\langle \bar{F} \rangle$  in den Hauptkonfigurationen REF, MID und LE in Relation zur stationären Druckkraft  $\langle F \rangle$  darzustellen, was für beide Laufreihen in Abbildung 5.13 erfolgt. Damit eine Beurteilung der Ergebnisse

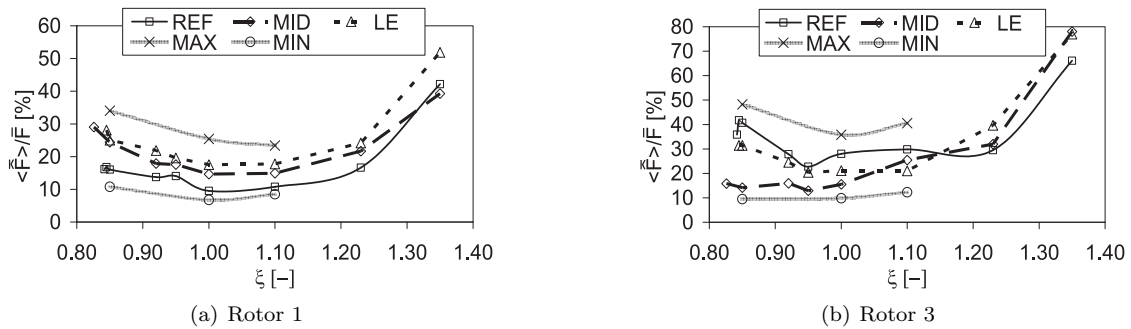
in Relation zu anderen möglichen Konfigurationen erfolgen kann, wurden in die Diagramme auch die absoluten Minima (MIN) und Maxima (MAX) der Kraftamplitude aus allen vermessenen Konfigurationen der Leitreihen mit aufgenommen.

Die meisten instationären Druckmessungen bei verschiedensten Konfigurationen wurden nur bei den Betriebspunkten  $\xi = 1.1$ ,  $\xi = 1.0$  und  $\xi = 0.85$  gemacht. Daher ist der Bereich der Angabe der absoluten Maxima und Minima auf diese Betriebspunkte beschränkt.

Für die Laufschaufeln der ersten und dritten Stufe sind die Ergebnisse in Abbildung 5.13 dargestellt. Es ist erkennbar, dass für beide Laufschaufeln die absoluten Minima etwa gleich sind, während die Maxima von Rotor 3 höher liegen. Sämtliche Hauptkonfigurationen REF, MID und LE ordnen sich dazwischen ein.

Mit der Konfiguration MID sollte erreicht werden, möglichst geringe Kraftamplituden auf allen Laufschaufeln zu realisieren. Damit sind zwar sowohl Rotor 1 als auch Rotor 3 höher belastet als minimal möglich, aber es ist auch keine der beiden Schaufelreihen maximal belastet. Für Rotor 1 ist die Kraftamplitude bei MID über den ganzen Betriebsbereich geringer als die bei LE. Für Rotor 3 ist das bis auf einen Bereich um  $\xi = 1.1$  ebenfalls so. Um  $\xi = 1.1$  führt LE zu einer geringeren Kraftamplitude. Für Rotor 1 bewegt sich die Konfiguration MID etwa zwischen absolutem Maximum und Minimum der Kraftamplitude. Bei LE ist sie etwas höher. Für Rotor 3 führt MID zu einer sehr geringen Kraftamplitude vom Auslegungspunkt  $\xi = 1.0$  bis zur Pumpgrenze.

Damit ist die Optimierung der Umfangspositionen der Leitschaufeln auf eine möglichst geringe Kraftamplitude auf allen Laufschaufeln über einen erheblichen Betriebsbereich erfolgreich. Die Ergebnisse der numerischen Simulation von Jia [38] haben gezeigt, dass bei der Leitgitterkonfiguration MID die Laufschaufeln aller Stufen im Auslegungspunkt eine geringere Kraftamplitude als bei LE erfahren. Dass der starke Anstieg der relativen Kraftamplituden bei hohen Durchsätzen (ho-



**Abbildung 5.13** – Verhältnis der Amplitude der instationären Schaufelkraft zur stationären Schaufelkraft für die Konfigurationen REF, MID und LE aus Clocking III sowie absolute Maxima und Minima über den Betriebsbereich bei Auslegungsdrehzahl

hen Werten von  $\xi$ ) sich schnell relativiert, zeigt der Vergleich mit den stationären Schaufelkräften, die zu hohen Durchsätzen hin geringer werden (Abbildung 5.3). Abbildung C.5 im Anhang zeigt, dass die Kraftamplituden allerdings auch wieder ansteigen, so dass sie bei geringen Durchsätzen (kurz vor der Pumpgrenze) tatsächlich etwas geringer sind als bei entdrosseltem Verdichter.

### 5.2.1.5 Instationäre Druckverteilung der Laufschaufeln

**Analyse im Zeitbereich** Mit den instationären Druckverteilungen können die bisher diskutierten Ergebnisse bestätigt werden. Es wurde belegt, dass die instationäre Druckverteilung und damit die instationäre Druckkraft maßgeblich durch die Umfangs- und damit Phasenverschiebung von Nachlaufwirkung von stromauf und Potentialwirkung von stromab beeinflusst werden. Die Ausbreitung jeder Störung erfolgt mit der örtlichen Schallgeschwindigkeit relativ zur umgebenden Strömung (Adamczyk [3] und Fabian [18]). Der Potentialeffekt von stromab ist eine mit der Blattfolgeperiode periodische erhebliche Änderung von stationärem Druck und Abströmwinkel (Deviation) und ganz geringfügig der Abströmgeschwindigkeit. Der Nachlauseffekt von stromauf ist ebenfalls eine mit der Blattfolgeperiode periodische gravierende Änderung des Zuströmwinkels



(Inzidenz), der Zuströmgeschwindigkeit und geringfügige Änderung des statischen Druckes. Das wird in Kapitel 4 eingehend behandelt.

Jedenfalls überlagern sich bei gleichen Leitschaufelzahlen auf der Laufschaufeloberfläche zwei Wellen mit derselben Grundfrequenz und entsprechenden Höherharmonischen, die sich jeweils mit der örtlichen Schallgeschwindigkeit relativ zur Umgebungsgeschwindigkeit entlang der Schaufeloberfläche ausbreiten. Damit ist die instationäre Druckverteilung das Ergebnis aus der Überlagerung der beiden Druckwellen mit der gleichen Grundfrequenz, also ein Interferenzmuster. Schon die Ergebnisse von Mailach und Vogeler [61] hatten ergeben, dass sich die Druckverteilung entlang der Schaufeloberfläche nahezu gleichzeitig ändert. Für ein Interferenzmuster ist das eine durchaus typische Eigenschaft. Es ist damit nur anhand der Druckverteilung nicht möglich, die Ausbreitungsgeschwindigkeit einer Druckstörung zu ermitteln.

Für das Interferenzmuster sind verschiedene Parameter von entscheidender Bedeutung. Für die Interferenz von Wellen gilt das Prinzip der Superposition (ungestörte Überlagerung), so dass z.B. nach Kuchling [47] die resultierende Amplitude am Ort  $x$ , zur Zeit  $t$  mit Gleichung 5.1 berechnet werden kann. Der Index 1 steht für den Nachlaufeffekt, der sich stromab ausbreitet und Index 2 für den Potentialeffekt, der sich stromauf ausbreitet.

Wichtige Parameter sind die Phasenwinkeldifferenz  $\Delta\phi$ , die Frequenz der sich überlagernden Wellen  $f$  und ihre Amplituden  $\hat{y}_1$ . Die Phasendifferenz wird beim Clocking durch die Änderung der Umfangspositionen der Leitschaufelreihen beeinflusst. Die Grundfrequenz  $f$  der beiden überlagerten Wellen ist die Blattfolgefrequenz und mit gleichen Schaufelzahlen bei Nachlauf- und Potentialeffekt gleich. Die Amplituden der beiden Wellen unterscheiden sich abhängig von der Stärke des Nachlaufes und des Potentialfeldes. Die Phasendifferenz wird durch Clocking dadurch verändert, dass die Umfangsposition der Leitreiben geändert wird.

$$\begin{aligned}\hat{y} &= \hat{y}_1 \sin\omega(t - \frac{x}{v_1}) + \hat{y}_2 \sin\omega(t - \frac{x}{v_2} + \Delta\phi) \\ \omega &= 2 \cdot \pi \cdot f\end{aligned}\tag{5.1}$$

Allerdings ist die Überlagerung von Nachlauf- und Potentialeffekt, zumindest für die Saugseite etwas komplizierter. Die Ursache findet man in der Profildruckverteilung. Aus dem Nachlaufeffekt resultiert eine Inzidenzänderung. Diese führt dazu, dass sich die Druckverteilung analog Abbildung 5.2(a) ändert. Ausgehend von einer nominalen Inzidenz bei  $\xi = 1.0$  ist eine Inzidenzerhöhung durch die Anströmwinkeländerung in der Nachlaufstörung vergleichbar mit einer Betriebspunktänderung zu  $\xi = 0.85$  (Androsseln). Eine Inzidenzverringern ist gleichbedeutend mit einer Betriebspunktänderung zu  $\xi = 1.1$  (Entdrosselung). Auf der Druckseite ändert sich die Druckverteilung bei einer Inzidenzerhöhung (Androsselung) gleichsinnig entlang der gesamten Schaufeltiefe. Dabei erhöht sich der Druck an der Vorderkante stärker als an der Hinterkante. Bei einer Inzidenzverringern (Entdrosselung) verringert sich der Druck entlang der gesamten Schaufeltiefe. Auf der Saugseite führt eine Inzidenzerhöhung zur Verringerung des Druckes vor  $x/l=17\%$ , während sie von  $x/l=17\%$  bis zur Hinterkante zur Erhöhung des Druckes führt. Eine Verringerung der Inzidenz bewirkt genau das Gegenteil.

Geht man davon aus, dass die instationäre Druckverteilung das Ergebnis der Überlagerung von Wellen (ein Interferenzmuster) ist, dann sollten sich die Änderungen des zeitlich-räumlichen Verlaufes des statischen Wanddruckes im Mittelschnitt der Laufschaufeln anhand der durch Clocking geänderten Lage der "Druckwellen" nachvollziehen lassen. Die Strukturen des viskosen Nachlaufes des VLG in der Zuströmung und des Potentialfeldes von Stator 1 in der Abströmung von Rotor 1 wurden in Abschnitt 4.1 ausführlich erläutert.

Die Nachlaufdelle des VLG ist eine, verglichen mit der Potentialwirkung von Stator 1, eher impulsartige Änderung von Inzidenz, Druck und Geschwindigkeit in der Zuströmung von Rotor 1 (vgl. Abschnitt 4.1). Durch die gleiche Schaufelzahl aller Leitreiben ist aber die Grundfrequenz der Nachlaufstörung, betrachtet im bewegten Relativsystem auf der Laufschaufel, die Blattfolgefrequenz  $BFF_S = n \cdot z_S$ , also die Drehzahl multipliziert mit der Schaufelzahl der Leitreiben.

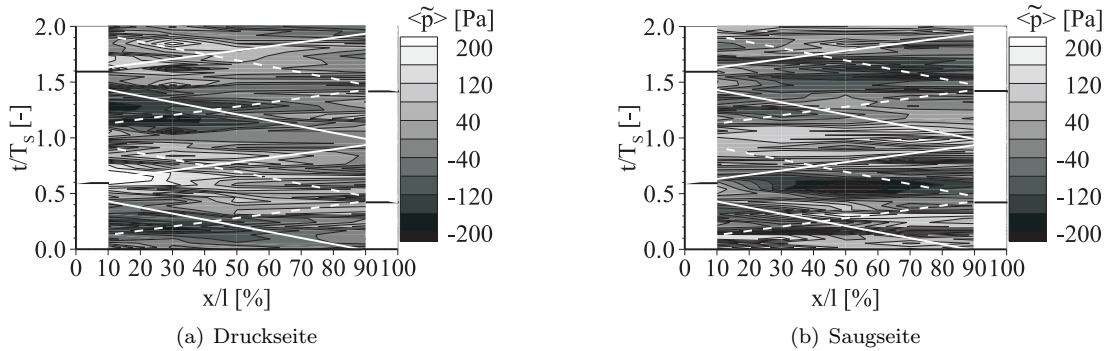
Das Druckfeld von Stator 1 ist auf den Laufschaufeln ebenfalls eine Druckwelle mit derselben Grundfrequenz  $BFF_S$  bzw. der Periode  $T_S$ . Sowohl die Druckwelle, die aus der Potentialstörung resultiert, als auch die Druckwelle, deren Ursache die Nachlaufstörung ist, können im stationären

Absolutsystem als Umfangsvariation von statischem Druck, Gesamtdruck, Geschwindigkeit und Strömungswinkel betrachtet werden. Genaugenommen sind sie auch im Absolutsystem sowohl orts- als auch zeitabhängig. Die zeitliche Abhängigkeit ist deutlich schwächer als die Ortsabhängigkeit und muss daher hier aber nicht berücksichtigt werden.

Mit zunehmender räumlicher Entfernung von ihrer Quelle sollte die Intensität (die Amplitude der räumlichen Änderung) der beiden Wellen über den Axialspalt abnehmen. Da sich die Laufschaufeln durch dieses in Umfangsrichtung periodische Strömungsfeld bewegen, rufen sowohl die periodischen Zuströmungsänderungen als auch die der Abströmung jeweils eine Änderung der Schaufeldruckverteilung hervor. Diese wurde im Mittelschnitt der Laufschaufeln vermessen und in den folgenden Abbildungen dargestellt.

Es darf aber nicht übersehen werden, dass auch über die Axialspalte die Überlagerung der Wellen, also ihre Interferenz, eine Rolle spielt. Damit ist es z.B. nicht möglich, eine Abnahme der Intensität des Potentialfeldes oder des Nachlaufes mit einer einzelnen Messung quantitativ genau zu erfassen. Die periodische Änderung des Strömungsfeldes an der Hinterkante führt, genauso wie die an der Vorderkante, zu einer Änderung der Umlenkung und damit zu einer Änderung der Zirkulation und der Druckverteilung. Diese Änderungen pflanzen sich entlang der Schaufeloberfläche bei einer Änderung an Vorderkante stromab mit  $v_{down} = a + w_\infty$  und bei einer Änderung an der Hinterkante stromauf mit  $v_{down} = a - w_\infty$  fort.

Also resultieren aus der Umfangsverteilung vom Nachlauf des VLG und dem Potentialfeld von Stator 1 jeweils eine zeitlich und räumlich periodische Welle auf der Schaufeloberfläche. Die Wellenfronten sind dabei in der zeitlich-räumlichen Darstellung in den Abbildungen 5.14 für die Konfiguration MID und Abbildung 5.15 für die Konfiguration LE aufgrund der unterschiedlichen Ausbreitungsgeschwindigkeiten stromauf und stromab unterschiedlich geneigt. Die Wellentäler sind als gestrichelte, die Wellenberge als durchgezogene Linien dargestellt.



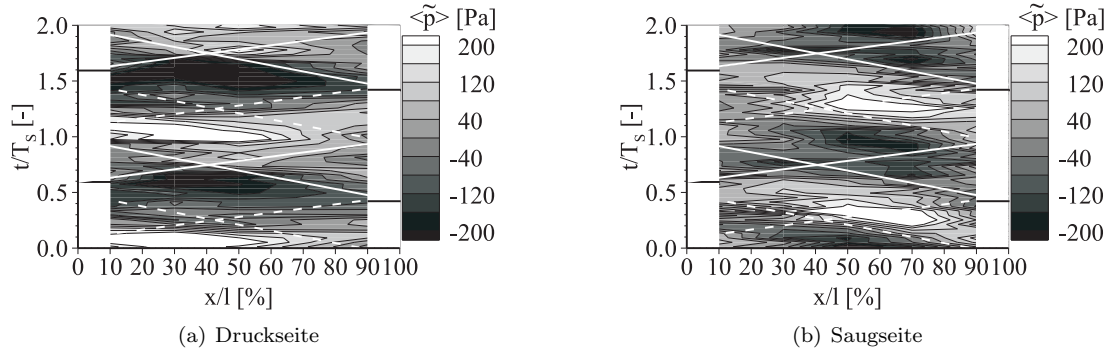
**Abbildung 5.14** – Wechselanteile des statischen Wanddruckes, Rotor 1, MS,  $\xi = 1.0$ , Leitgitterkonfiguration MID

Die Zeitpunkte, an denen das Potentialfeld von Stator 1 an der Hinterkante und der Nachlauf des VLG an der Vorderkante von Rotor 1 auftreten, sind aus der Strömungsfeldmessung bekannt (vgl. Abschnitt 4.1). Alle gemessenen instationären Daten können durch die optische Triggerung anhand der Periodizität der Strömungsfelder und der Geometrie der Beschaukelung zeitlich und räumlich korreliert werden.

Dort, wo sich der Wellenberg der Nachlaufwelle und das Wellental der Potentialwelle überlagern, ist die Interferenz destruktiv. An der Position  $x/l$ , an der sich die Linien für die Wellenberge von Nachlaufstörung und Potentialstörung (bzw. die für die Wellentäler beider Wellen) schneiden bzw. sehr nahe kommen, ist die Interferenz konstruktiv. Der zeitliche Verlauf des Druckes an der Position mit destruktiver Interferenz weist geringe Schwankungen auf, der mit konstruktiver Interferenz variiert zeitlich sehr stark.

Es ist in Abbildung 5.14 erkennbar, dass in der Konfiguration MID über weite Bereiche der Schaufeltiefe deutlich geringere Druckamplituden auftreten als bei der Konfiguration LE (Abbildung

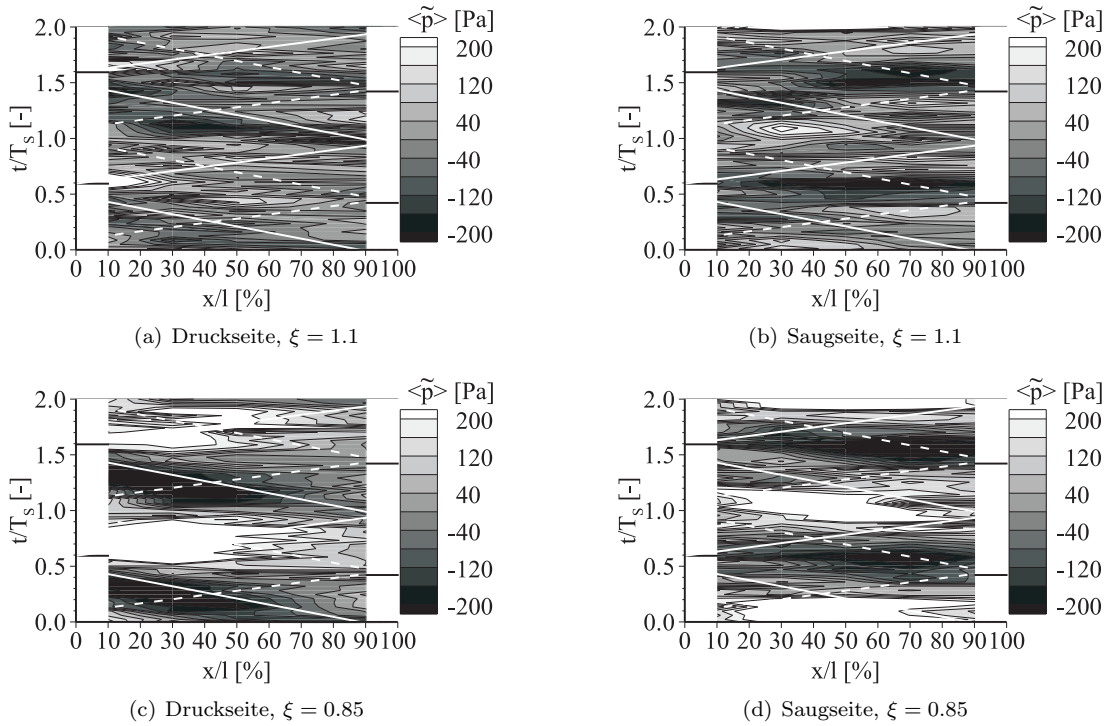
5.15). Bei beiden Konfigurationen aber treten im vermessenen Bereich die größten Änderungen an denselben Stellen auf wie auch bei den Druckverteilungen bei den stationären Inzidenzänderungen in Abbildung 5.2(a). Auf der Druckseite findet man die größten Änderungen, bedingt durch die Staupunktwanderung im Bereich der Vorderkante. Mit fortschreitender Sehnenlänge nehmen die Amplituden bis zur Hinterkante ab.



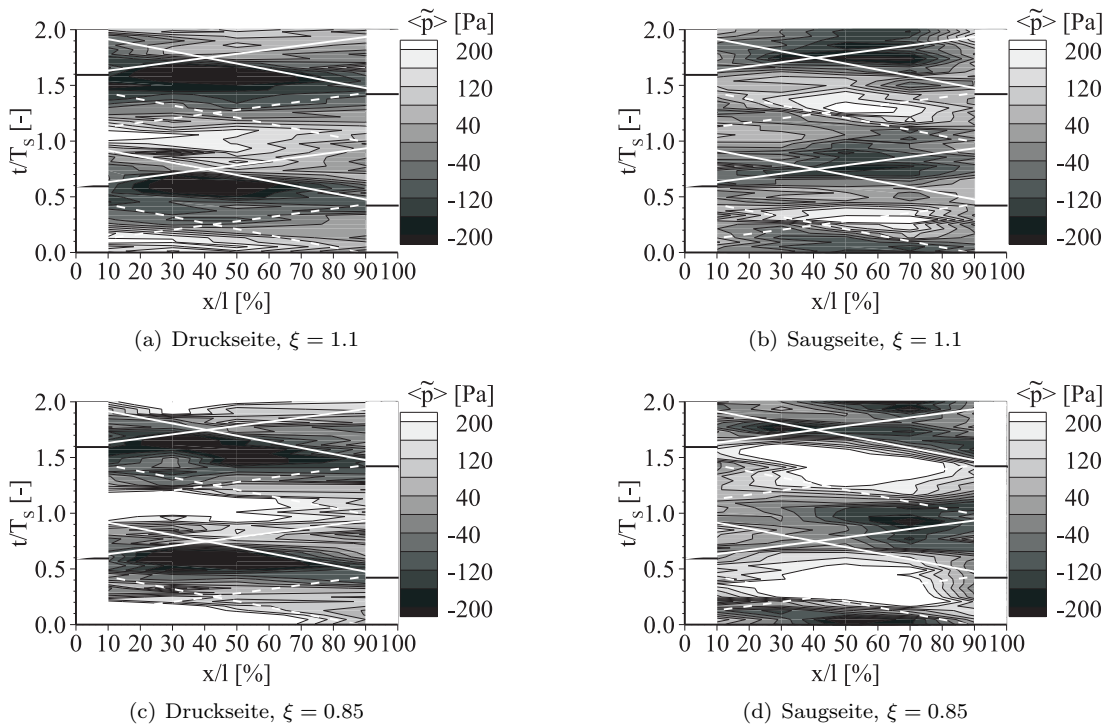
**Abbildung 5.15** – Wechselanteile des statischen Wanddruckes, Rotor 1, MS,  $\xi = 1.0$ , Leitgitterkonfiguration LE

Auf der Saugseite ist im Bereich um 10% bis 20% der Schaufeltiefe eine deutlich geringere Änderung des Druckes zu verzeichnen. Diese kommt durch die Wanderung der sogenannten Saugspitze bei Änderungen der Inzidenz. Vor  $x/l = 10\%$  müsste sich der Druck auf der Saugseite gegensinnig zu dem auf der Druckseite verhalten. Dadurch, dass in dem Bereich keine Sensoren angeordnet werden konnten, fehlt diese Information. Von  $x/l = 20\%$  bis zur Hinterkante ändert sich der Druck gleichsinnig wie auf der Druckseite, allerdings sind die größten Änderungen bei  $x/l = 60\%$  zu finden. Was das qualitative Verhalten angeht, gelten diese Aussagen für beide Konfigurationen (MID: Abbildung 5.14 und LE Abbildung 5.15. Quantitativ sind die Druckschwankungen in der Konfiguration LE deutlich höher. Betrachtet man nun die Fronten der interferierenden Wellen in Abbildung 5.14 und 5.15 fällt auf, dass sich in beiden Konfigurationen ihre Schnittpunkte vor der Vorderkante, bei  $x/l = 41\%$  und an der Hinterkante befinden. Überlagern sich gleiche Linien (bzw. Wellenfronten), liegt konstruktive Interferenz vor. Das ist bei MID vor der Vorderkante und an der Hinterkante der Fall, sowie bei LE bei  $x/l = 41\%$ . Überlagern sich konträre Linien (bzw. Wellenfronten), ist die Interferenz destruktiv. Der Fall ist für MID bei 41% Sehnenlänge sowie für LE vor der Vorderkante und an der Hinterkante zutreffend.

In Abbildung 5.16 und 5.17 sind noch die Betriebspunkte bei höherem Massestrom ( $\xi = 1.1$ ) und in der Nähe der Stabilitätsgrenze ( $\xi = 0.85$ ) dargestellt. Der Vergleich mit den Abbildungen 5.14 und 5.15 zeigt, dass die Amplituden nahe der Stabilitätsgrenze deutlich höher werden. Aber die grundsätzlichen Aussagen über konstruktive und destruktive Interferenz, die anhand des Auslegungspunktes getroffen wurden, werden auch in diesen beiden Betriebspunkten bestätigt. Für dieses relativ einfache Modell für die Erläuterung der Interferenz der Druckwellen auf den Laufschaufeln und ihre Auswirkungen auf die Leitschaufeln berücksichtigt hier nur die Grundfrequenz (erste Harmonische) der Druckschwankungen. Das Prinzip ist aber ebenso auf die Höherharmonischen übertragbar. Die Ausbreitungsgeschwindigkeiten wurden nur mit der aus Zu- und Abströmung gemittelten Relativgeschwindigkeit approximiert. Die unterschiedlichen Geschwindigkeitsverteilungen von Druck- und Saugseite führen hier zu Abweichungen. Weiterhin wurde die Änderung des Phasenwinkels auf der Saugseite im Bereich der Schnittpunkte der Druckverteilungen bei unterschiedlichen Inzidenzen (Abbildung 5.2(a)) nicht berücksichtigt. Allerdings ist für die Auflösung dieses Effektes die Instrumentierung mit Drucksensoren unzureichend, weil aufgrund der geringen Abmessungen die Vorderkante der Schaufel nicht instrumentiert werden konnte. Die durchweg geringen Druckamplituden bei  $x/l = 10\%$  auf der Saugseite bestätigen aber dieses Verhalten.



**Abbildung 5.16** – Wechselanteile des statischen Wanddruckes, Rotor 1, MS, Leitgitterkonfiguration MID, weitere Betriebspunkte



**Abbildung 5.17** – Wechselanteile des statischen Wanddruckes, Rotor 1, MS, Leitgitterkonfiguration LE, weitere Betriebspunkte

### Weiterführende Analyse im Frequenzbereich

Ziel einer weiterführenden Frequenzanalyse der zeitlichen Druckverläufe der Laufschaufeln der ersten und dritten Stufe war, nachzuweisen, dass bei der Konfiguration MID tatsächlich destruktive Interferenz (hohe Druckamplituden) in der Schaufelmitte auftreten, während zur Vorder- und Hinterkante der Schaufel die Amplituden wieder ansteigen (konstruktive Interferenz). Dieser Effekt hatte sich bei den Untersuchungen in Abschnitt 5.2.1.5 angedeutet. Weiterhin sollte anhand des Phasenwinkels der Harmonischen überprüft werden, ob sich die Ausbreitungsgeschwindigkeiten nachweisen lassen oder ob bedingt durch die Interferenz der Druckfelder Phasengeschwindigkeiten auftreten, die nicht im Bereich der Schallgeschwindigkeit liegen.

Allerdings ergab sich aus den Ergebnissen eine interessante Interpretation der geringen Phasendifferenz der ersten Harmonischen zwischen Druck- und Saugseite der Schaufeln. Zur Erklärung sollen folgende Überlegungen dienen.

Um zu überprüfen, dass die Phasenlage der analysierten Signale aufgrund der geringen räumlichen Auflösung der Sensoren (je fünf Sensoren auf Druck- bzw. Saugseite) korrekt wiedergegeben wird, wurde ausgehend von der maximalen Ausbreitungsgeschwindigkeit der Druckstörungen im Schaufelkoordinatensystem stromab mit  $v_{down}$  (Gleichung 4.1) und stromauf mit  $v_{up}$  (Gleichung 4.2) die Phasengeschwindigkeit der ersten vier Harmonischen entlang der Schaufelsehne bestimmt und in den Abbildungen 5.18(f), 5.19(f), 5.20(f) und 5.21(f) zum Vergleich mit der Phasenlage der Harmonischen auf Druck- und Saugseite dargestellt. Es ist dort erkennbar, dass die Änderung des Phasenwinkels für die betrachteten Harmonischen zwischen zwei Sensorpositionen erheblich kleiner sind als  $360^\circ$ , so dass die Phasenlage über die Schaufeltiefe korrekt erfasst wird.

Das Diagramm zeigt die Änderung des Phasenwinkels bei einer Ausbreitungsgeschwindigkeit der entsprechenden Harmonischen jeweils ausgehend von dem gemeinsamen Schnittpunkt der Geraden bei 0% bzw. 100% der Schaufeltiefe. Die Geraden von links oben nach rechts unten zeigen die Änderung des Phasenwinkels bei der Ausbreitung stromab mit  $v_{down}$ . Die Geraden von rechts oben nach links unten zeigen die Änderung des Phasenwinkels bei der Ausbreitung stromauf mit  $v_{up}$ .

Die Änderung des Phasenwinkels entlang der Schaufelsehne in Richtung stromab wird mit den Gleichungen 5.2 und 5.3 berechnet:

$$\Delta\phi_i = -\frac{\Delta t_{down}}{T_i} \cdot 360^\circ \quad (5.2)$$

$$\begin{aligned} \Delta t_{down} &= \frac{l}{v_{down}} \\ i &= 1, 2, 3... \end{aligned} \quad (5.3)$$

Die Änderung des Phasenwinkels entlang der Schaufelsehne in Richtung stromauf erhält man dann entsprechend mit den Gleichungen 5.4 und 5.5.

$$\Delta\phi_i = -\frac{\Delta t_{up}}{T_i} \cdot 360^\circ \quad (5.4)$$

$$\begin{aligned} \Delta t_{up} &= \frac{l}{v_{up}} \\ i &= 1, 2, 3... \end{aligned} \quad (5.5)$$

Der Index  $i$  entspricht dabei der Ordnung der Harmonischen. Der Phasenwinkels wird bei fortschreitender Welle kleiner. Deshalb ist das Vorzeichen ein Minus.

Aus den Messdaten resultieren für jedes ensamblegemittelte Sensorsignal eine Amplitude und der Phasenwinkel der Harmonischen bei der entsprechenden Frequenz. Falls sich die Laufschaufeln durch ein von den Leitgittern hervorgerufenen Druckfeld bewegen, muss aufgrund ihrer Bewegungsrichtung die Änderung des Druckes an der Druckseite zeitlich vor der Saugseite erfolgen. Bildet man die Differenz der Phasenwinkel der Sensoren an der gleichen Position  $x/l$  zwischen Saugseite und Druckseite, muss bei der Bewegungsrichtung der Laufschaufeln das Ergebnis ein negatives Vorzeichen haben. Man kann dann nach den Gleichungen 5.6 und 5.7 die Phasendifferenz

berechnen, die sich aus der Schaufelkontur zwischen zwei Sensoren an der gleichen Position  $x/l$  ergibt, wenn sich eine wellenförmige Störung mit zur Profelsehne senkrechter Bewegungsrichtung von der Druckseite zur Saugseite bewegt. Der Staffelungswinkel  $\beta_{se}$  wird dabei immer von Profelsehne und Umfangsrichtung angetragen und ist kleiner als  $90^\circ$ .

$$\Delta\phi_{SS-DS,i}(x) = -\frac{\Delta t}{T_i} \cdot 360^\circ \quad (5.6)$$

$$\begin{aligned} \Delta t(x) &= \frac{d(x)}{u \cdot \sin \beta_{se}} \\ i &= 1, 2, 3... \end{aligned} \quad (5.7)$$

Zuerst sind in Abbildung 5.18(a) und (b) für die Konfiguration MID und in Abbildung 5.19(a) und (b) für die Konfiguration LE die Amplituden der ersten bis dritten Harmonischen und die bei der doppelten Drehzahl dargestellt. Das sind die höchsten, die im Spektrum auftreten. Es ist an der ersten Harmonischen (1. H.) zu erkennen, dass die Druckamplituden auf der Druckseite im zweiten und dritten Fünftel und auf der Saugseite in den hinteren zwei Dritteln der Sehnenlänge in der Konfiguration LE erheblich größer sind als in der Konfiguration MID. Das gleiche Verhalten findet man auch bei Rotor 3 (Abbildung 5.20(a) und (b) für die Konfiguration MID und in Abbildung 5.21(a) und (b)).

Interessanter ist das Verhalten des Phasenwinkels. Dieser bleibt in der Konfiguration MID (Abbildung 5.18(c) und (d)) auf der Druckseite bis 50% und auf der Saugseite bis 70% der Schaufeltiefe nahezu konstant. Auf der Druckseite ist zu erkennen, dass es dann zur Position bei 90% Schaufeltiefe einen Phasensprung von etwa  $210^\circ$  gibt. Auch auf der Saugseite weicht der Phasenverlauf in der Konfiguration MID deutlich von dem bei LE ab (vgl. Abbildungen 5.18(c) und 5.18(d) mit 5.19(c) und 5.19(d)). Die Ursache dafür ist die Änderung der Umfangslage der umgebenden Leitgitter (VLG und Stator 1). Durch diese Phasenwinkeländerung des statischen Druckes im Strömungsfeld kommt es zur der in den Abbildungen erkennbaren Phasenwinkeländerung der ersten Harmonischen des statischen Wanddruckes auf den Laufschaufeln der ersten Stufe.

Die Konfiguration LE (Abbildung 5.19(c) und (d)) unterscheidet sich in dem Verhalten. Dort bleiben die Phasenwinkel auf der Druckseite etwa konstant über die Schaufeltiefe, während er auf der Saugseite an der Vorder- und Hinterkante größer ist als in der Schaufelmitte. Zwischen Vorder- und Hinterkante ist der Unterschied sehr gering. Das wiederum korreliert der Zeitdifferenz zwischen dem Auftreffen der Vorleitgitternachläufe auf die Vorderkante der Laufschaufeln relativ zum Auftreffen der Potentialwirkung von Stator 1 an der Hinterkante der Laufschaufeln.

Betrachtet wird nun das Verhalten der Phasenwindeldifferenz zwischen Saug- und Druckseite in den Abbildungen 5.18(e) und 5.19(e). Dort weicht die vermessene Phasendifferenz (1. H.) zwar von der berechneten Phasendifferenz ab, die sich ergibt, wenn die Laufschaufel eine Druckwelle durchläuft, deren Wellenfronten parallel zur Schaufelsehne liegen. Aber die beiden Kurven zeigen eine deutliche Ähnlichkeit im Verlauf. An Vorder- und Hinterkante wäre keine Phasendifferenz zu finden, aber dazwischen ergibt sich eine Phasendifferenz, die abhängig von der Profildicke ist (vgl. Gleichung 5.7).

Die Parallelität der Wellenfronten zur Profilskelettlinie ergibt sich aus dem etwa gleichen Phasenwinkel auf der Druck- bzw. Saugseite zwischen  $x/l = 10\%$  und  $x/l = 90\%$  in der Konfiguration LE. In der Konfiguration MID deutet sich ein komplizierteres Interferenzmuster an, auf das hier nicht näher eingegangen werden kann.

Für Rotor 3 ergeben sich allerdings abhängig von der Konfiguration der Leitgitter größere Abweichungen von dem auf Rotor 1 gefundenen Verhalten (Abbildungen 5.20(e) und 5.21(e)). Hier liegen vermutlich auch die Ursachen dafür, dass die Unterschiede der instationären Kräfte zwischen den Konfigurationen MID und LE eine größere Betriebspunktabhängigkeit gezeigt haben als bei Rotor 1.

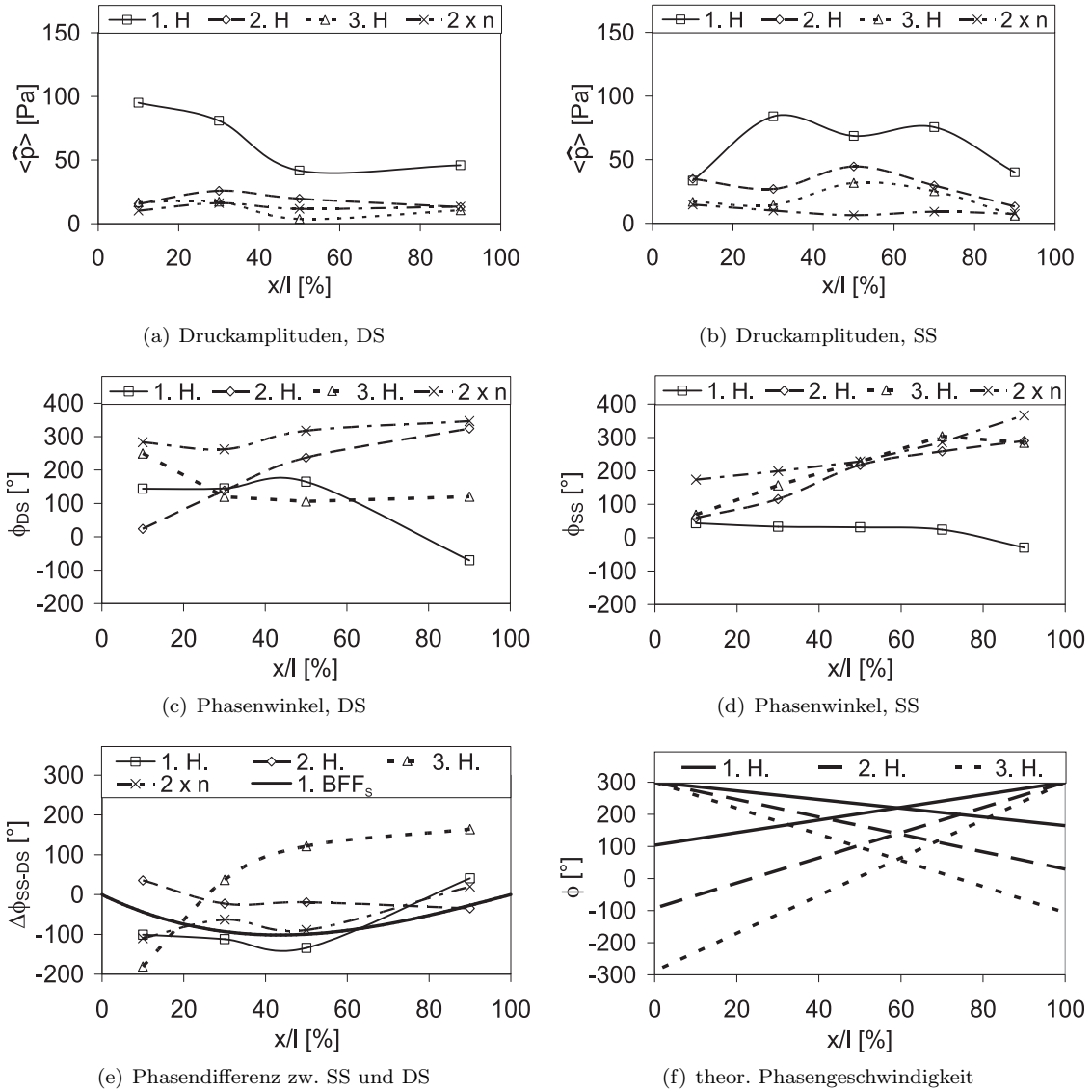
Die zweite Harmonische (2. H.) ist bei allen Leitgitterkonfigurationen, jeweils zwischen der Druckseite bzw. der Saugseite von Rotor 1 und 3 verglichen, etwa gleich in Amplitude und Verlauf. Das gilt auch für ihren Phasenwinkel, dessen Neigung tatsächlich etwa der Änderung des Phasenwinkels für  $v_{up}$  entspricht. Auch das Verhalten ist sowohl bei den Laufschaufeln der ersten als auch

der dritten Stufe gleich. Das bedeutet, dass diese Druckamplituden sich sowohl auf der Druck- als auch auf der Saugseite etwa mit Schallgeschwindigkeit stromauf bewegen. Die Ursache dieser Druckamplituden konnte im Rahmen dieser Arbeit nicht näher untersucht werden.

Die dritte Harmonische (3. H.) weist in der Amplitude auf der Druckseite von Rotor 1 ein ähnliches Verhalten auf wie die erste Harmonische. Den Verläufen der Amplituden und Phasenwinkel konnte kein gemeinsames systematisches Muster zugeordnet werden. Alle Parameter variieren zwischen den Konfigurationen und Stufen teils erheblich. Die einzige Ausnahme ist das Verhalten der Amplitude in der Nähe der Vorderkante und Hinterkante auf der Druckseite von Rotor 1. Die Amplituden der ersten und der dritten Harmonischen auf der Druckseite von Rotor 1, geben das erwartete Verhalten bei konstruktiver und destruktiver Interferenz etwa wieder. Bei LE sind die Amplituden in der Nähe der Vorderkante etwas geringer als in der Konfiguration MID. Die Aussagen stützen sich allerdings nur auf die jeweils letzten vermessenen Positionen. Anhand der Verläufe ist allerdings zu erwarten, dass die Unterschiede näher zur Vorder- und Hinterkante noch deutlicher werden.

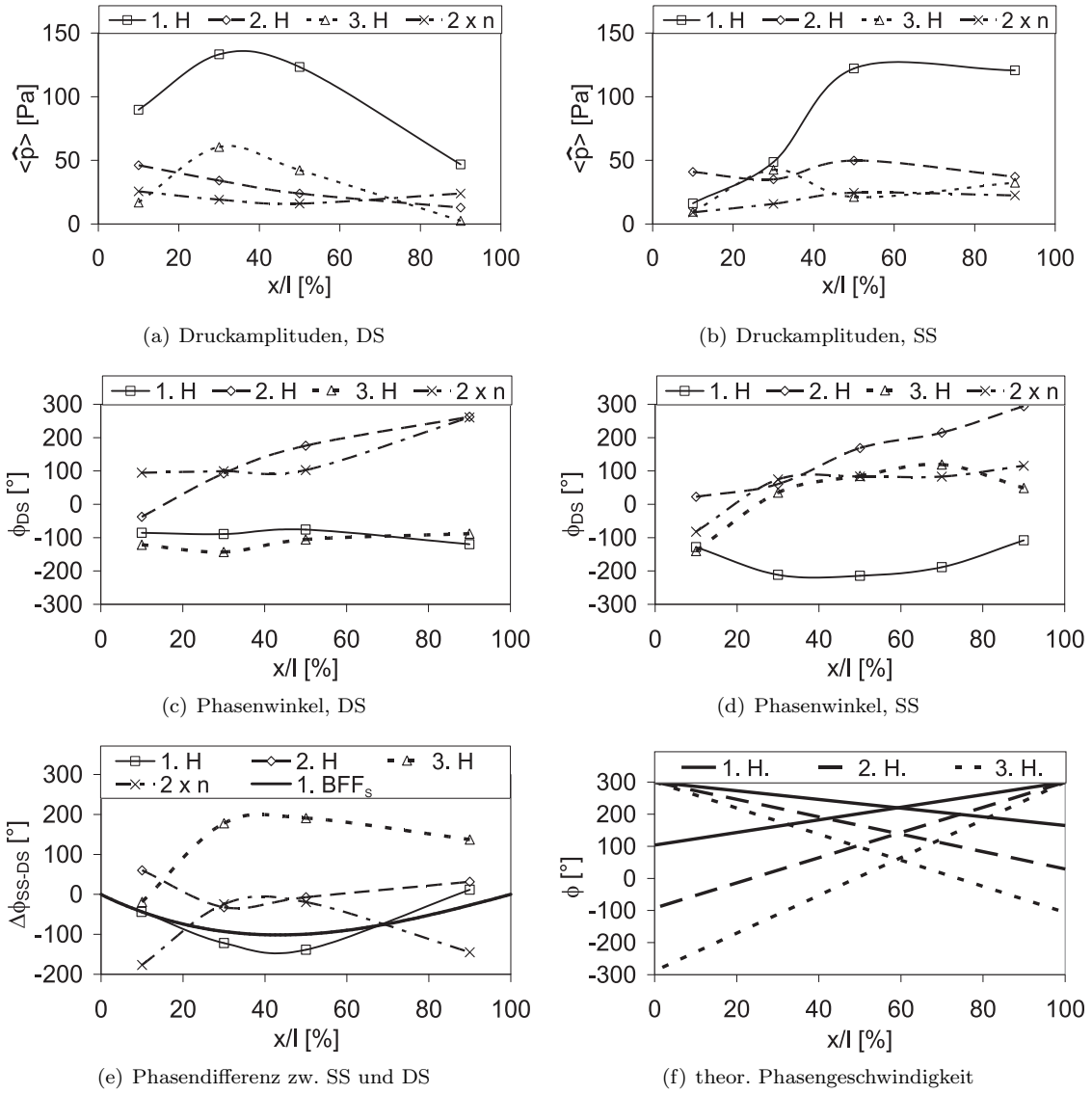
Die erste und dritte Harmonische haben ihren Ursprung in Nachlauf- und Potentialstörung, so dass dieses Verhalten das Modell der Interferenz der Druckfelder bestätigt.

Nähere Untersuchungen zum Verhalten der einzelnen Harmonischen während der Verstellung einzelner Leitreihen und vor allem für die hier vorgestellten Konfigurationen über den Betriebsbereich des Verdichters wurden bisher noch nicht durchgeführt. Allerdings könnten sich dabei noch bemerkenswerte Erkenntnisse hinsichtlich der Interaktion der Potentialfelder der Schaufelreihen ergeben, zumal die Messdaten in der Zu- und Abströmung der Laufschaufeln bisher zeitgenau nur wenig untersucht und hier nicht dargestellt werden konnten.

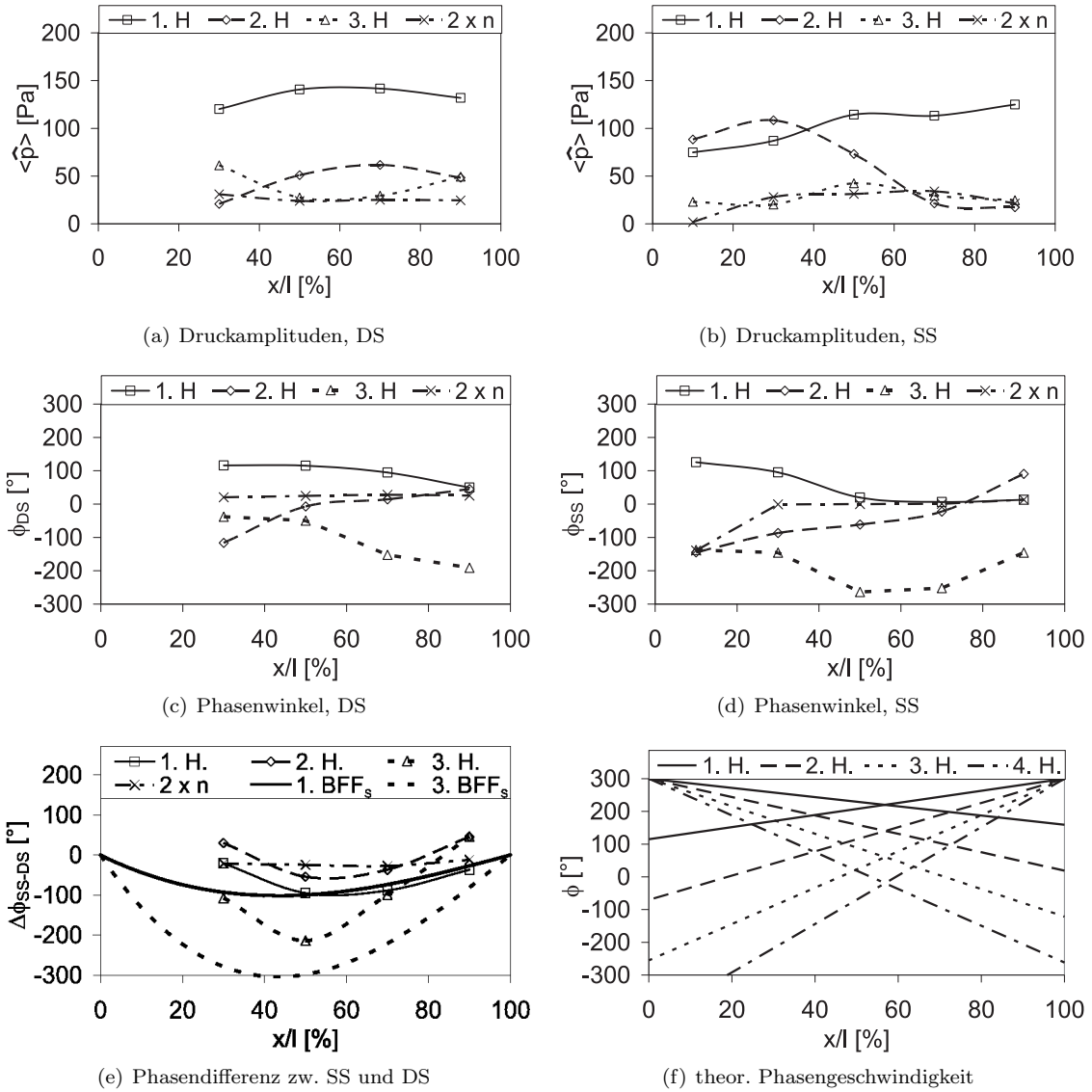


**Abbildung 5.18** – Verlauf von Kraftamplitude und Phasenwinkel der instationären Drücke auf der Laufschaufel der ersten Stufe über die Schaufeltiefe im Frequenzbereich bei Leitschaufelkonfiguration MID, Auslegungspunkt

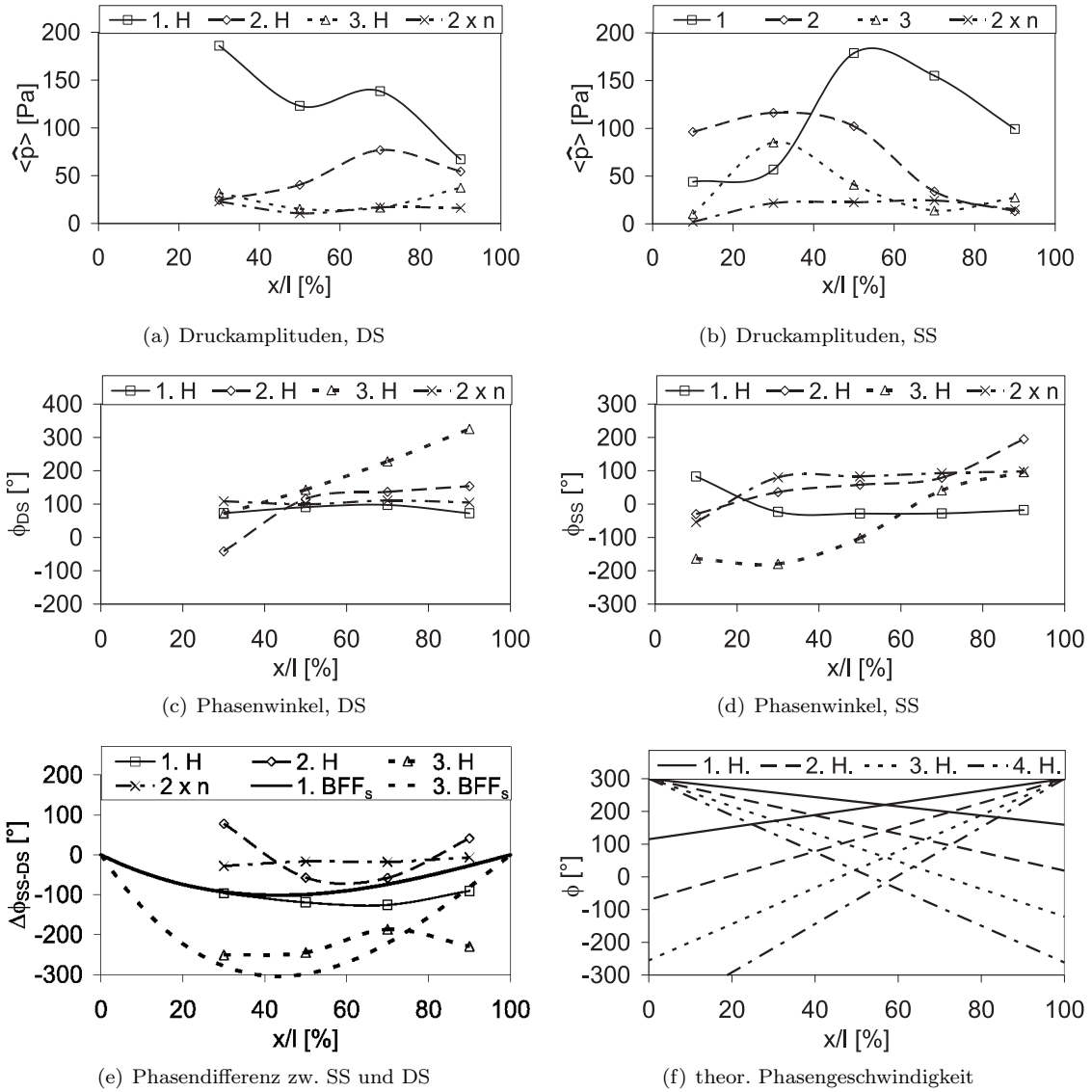




**Abbildung 5.19** – Verlauf von Kraftamplitude und Phasenwinkel der instationären Drücke auf der Laufschaufel der ersten Stufe über die Schaufeltiefe im Frequenzbereich bei Leitschaufelkonfiguration LE, Auslegungspunkt



**Abbildung 5.20** – Verlauf von Kraftamplitude und Phasenwinkel der instationären Drücke auf der Laufschaufel der dritten Stufe über die Schaufeltiefe im Frequenzbereich bei Leitschaufelkonfiguration MID, Auslegungspunkt



**Abbildung 5.21** – Verlauf von Kraftamplitude und Phasenwinkel der instationären Drücke auf der Laufschaufel der dritten Stufe über die Schaufeltiefe im Frequenzbereich bei Leitschaufelkonfiguration LE, Auslegungspunkt

## Ergebnisse

Für die Laufschaufeln können die folgenden Schlussfolgerungen für die Beeinflussung der instationären Druckverteilungen durch Clocking getroffen werden:

**Auf der Druckseite** finden die größten Druckänderungen generell an der Vorderkante und in der Mitte der Schaufeltiefe statt.

**Auf der Saugseite** finden die größten Druckänderungen generell in den hinteren zwei Dritteln der Schaufeltiefe statt, analog zu den größten Änderungen der stationären Druckverteilung bei stationären Belastungsänderungen. Die Amplituden nehmen in dem Bereich ab, wo das Geschwindigkeitsmaximum (bzw. Druckminimum) bei Belastungsänderungen seine Position ändert. Das instationäre Verhalten der Druckverteilung bei Inzidenzänderung in der Zuströmung und Deviationsänderung in der Abströmung entspricht dem stationären Verhalten. Durch Clocking wird die Amplitude der instationären Druckschwankung in dem Bereich gravierend verändert, an dem konstruktive bzw. destruktive Interferenz von Nachlauf- und Potentialwirkung der umgebenden Leitgitter stattfindet. Die stärksten Druckschwankungen sind dort zu finden, wo konstruktive Interferenz von Nachlauf- und Potentialwirkung der umgebenden Leitgitter stattfindet. Die Amplituden nehmen zur Vorder- und Hinterkante hin ab. Auf die (unter strukturellen Gesichtspunkten wesentlichere) Schaufelkraft senkrecht zur Sehne ist dieser Bereich am wichtigsten, die Auswirkungen im Bereich von Vorder- und Hinterkante sind vernachlässigbar.

**Die Differenz des Phasenwinkels** der Druckschwankungen zwischen Druck- und Saugseite beträgt nur für Gitter oder Einzelprofile  $180^\circ$  (vgl. Satyanarayana und Davis [6]). Durch die Überlagerung von Nachlauf- und Potentialstörung ergeben sich andere Phasendifferenzen. Für die Phasendifferenz zwischen Druck- und Saugseite wurde eine Abhängigkeit vom Dickenverlauf der Schaufel, der Umfangsgeschwindigkeit der Laufreihen und dem Verhältnis der Schaufelzahlen von Lauf- und Leitgittern gefunden. Aus der Überlagerung der Effekte von stromauf und stromab bildet sich ein Interferenzmuster im statischen Druck, durch das sich die Schaufeln bewegen. Durch die Umfangsverschiebung der Leitreihen beim Clocking wird die Differenz des Phasenwinkels der Druckschwankungen zwischen Druck- und Saugseite nur wenig beeinflusst.

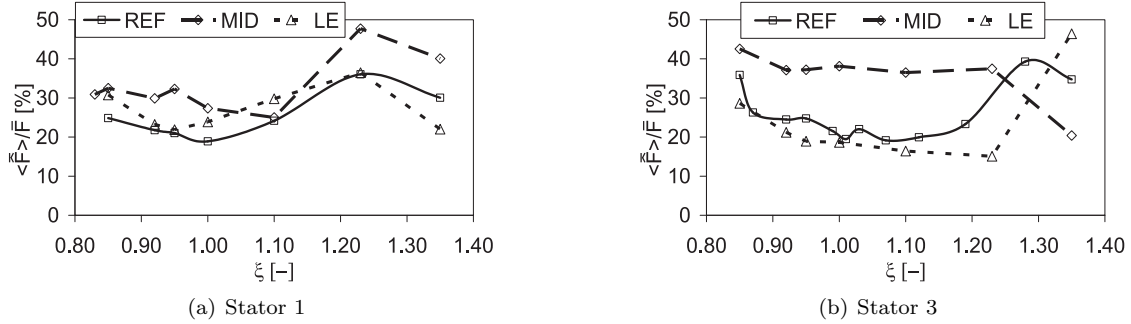
**Die Ausbreitungsgeschwindigkeiten der Störungen** durch die Nachlaufdellen von stromauf nach Gleichung 4.1 und die der Potentialwirkungen von stromab nach Gleichung 4.2 konnte mit *Clocking II* nachgewiesen werden. Geringe Abweichungen sind darauf zurückzuführen, dass hier nur die mittlere Relativgeschwindigkeit und nicht die örtliche berücksichtigt werden konnte. Das Modell der interferierenden Wellen soll am Einfluss von Clocking der Leitreihen auf die instationäre Druckverteilung und die instationären Druckkräfte an den Leitschaufeln im folgenden Abschnitt überprüft werden. Anhand einer einfachen theoretischen Überlegung und Modellbildung im Abschnitt 6.1 soll dann die instationäre Interaktion der Druckfelder der Leit- und Laufreihen sehr übersichtlich erklärt werden.

### 5.2.2 Instationäre Kräfte auf den Leitschaufeln

#### 5.2.2.1 Einfluss von *Clocking III* über den Betriebsbereich

Die Untersuchungen haben bisher gezeigt, dass die instationären Schaufeldruckkräfte an den Laufschaufeln durch Clocking der Leitreihen direkt beeinflusst werden. Das geschieht durch die Umfangs- und damit Phasenverschiebung der Nachlauf- und Potentialstörung relativ zueinander. Um vergleichbare Ergebnisse an den Leitschaufeln zu erzielen, müssen die Laufreihen in ihrer Umfangslage relativ zueinander verschoben werden. Da in dieser Arbeit nur Clocking der Leitreihen untersucht wurde, ist die Beeinflussung der instationären Schaufeldruckkräfte an den Leitschaufeln nur ein sekundärer Effekt. Die instationäre Druckverteilung und damit die instationären Schaufeldruckkräfte auf den Leitschaufeln wurden deshalb zuerst bei den Konfigurationen REF, MID und LE über den Betriebsbereich des Verdichters bei Auslegungsdrehzahl untersucht. Für die

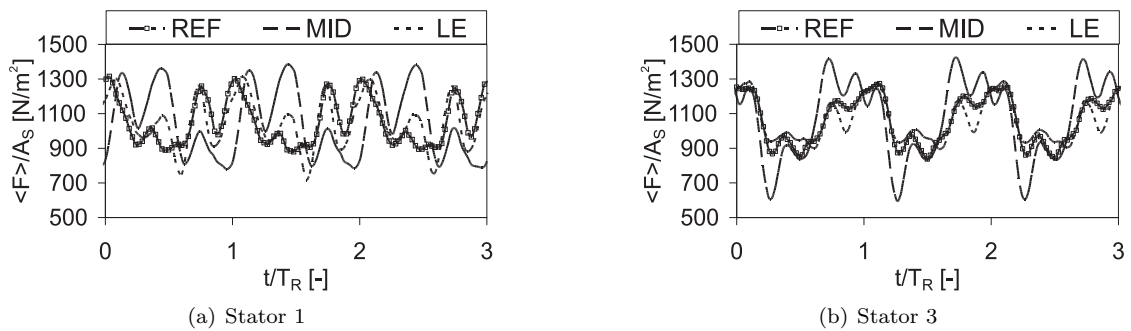
Leitschaufeln der ersten und dritten Stufe ist das Ergebnis der Kraftamplitude über den Betriebsbereich in Abbildung 5.22 dargestellt. Aufgrund der deutlich geringeren Anzahl der für die Leitschaufeln untersuchten Clocking-Konfigurationen ist hier eine Angabe der absoluten Maxima und Minima nicht sinnvoll.



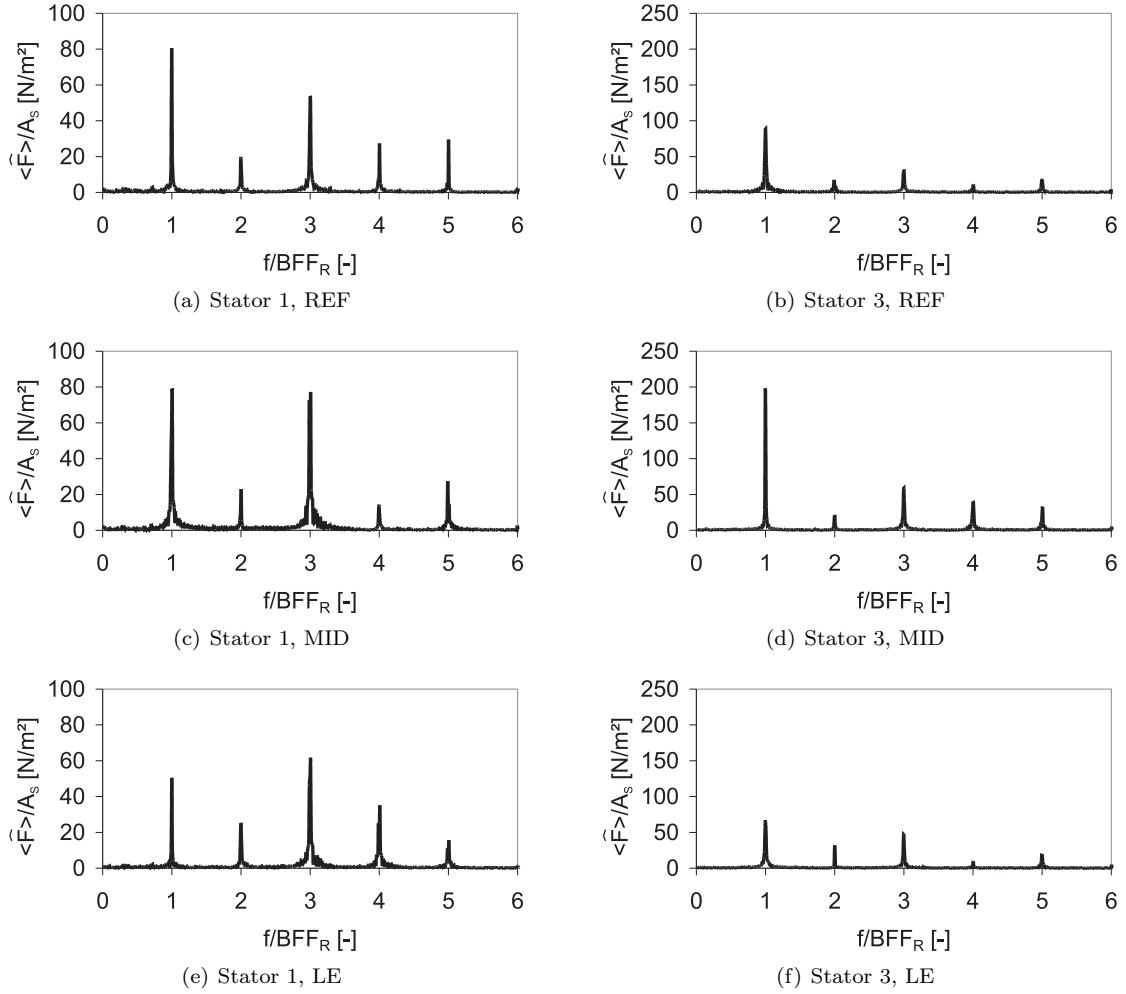
**Abbildung 5.22** – Verhältnis von der Amplitude der instationären Kraftamplitude zur stationären Schaufelkraft auf den Leitschaufeln bei den Leitgitterkonfigurationen REF, MID und LE (Clocking III) über den Betriebsbereich, MS

Vergleicht man mit den Ergebnissen der Laufschaufeln (Abbildung 5.13), liegen die Kraftamplituden und auch ihre Variation beim Clocking etwa in der gleichen Größenordnung. Allerdings weist auf den Leitschaufeln die Konfiguration LE geringere Kraftamplituden als die Konfiguration MID auf. Zudem ist hier das Verhalten von Stator 3 weniger abhängig vom Betriebspunkt als das von Stator 1 (vgl. Abbildung 5.22(a) und (b)).

Vergleicht man die zeitlichen Verläufe der Schaufelkraft auf den Leitschaufeln bei den Konfigurationen REF, MID und LE im Auslegungspunkt (Abbildung 5.23), werden einige Unterschiede zu den Laufschaufeln deutlich (Abbildung 5.6 und 5.8). Der gravierendste Unterschied sind die erheblichen Amplituden der Höherharmonischen. Daher ist es erforderlich, später kurz auf die einzelnen Frequenzanteile einzugehen. Durch die Veränderung der Umfangsposition der Leitschaufeln relativ zum festen optischen Trigger, kommt es bei der Aufzeichnung der Messdaten abhängig von der eingestellten Leitgitterkonfiguration zu einem Versatz der Verläufe. Dieser wurde in beiden Abbildungen anhand der bekannten Umfangsposition so korrigiert, dass die Position der Leitschaufeln relativ zu den umgebenden Laufschaufeln zum selben Zeitpunkt immer die gleiche ist.



**Abbildung 5.23** – Zeitlicher Verlauf der instationären Schaufelkraft auf den Leitschaufeln bei den Leitgitterkonfigurationen REF, MID und LE (Clocking III) im Auslegungspunkt  $\xi = 1.0$ , MS



**Abbildung 5.24** – Spektren der instationären Schaufelkraft auf den Leitschaufeln bei den Leitgitterkonfigurationen REF, MID und LE (Clocking III) im Auslegungspunkt  $\xi = 1.0$ , MS, Zeitverläufe aus Abbildung 5.23

Bei Stator 1 in Abbildung 5.23(a) ist zu erkennen, dass nur wenige Maxima und Minima im zeitlichen Verlauf an den gleichen Zeitpunkten zu finden sind, während das bei Stator 3 in Abbildung 5.23(b) öfter der Fall ist. Die Spektren in Abbildung 5.24 zeigen die wesentlichen Unterschiede zwischen den Leitgitterkonfigurationen. Die dritte Harmonische hat auf Stator 1 etwa die gleiche Amplitude wie die erste Harmonische. Sie variiert zudem zwischen den Leitgitterkonfigurationen weniger als die erste Harmonische. Das Verhalten ist mit den Erkenntnissen aus der Strömungsfeldmessung in Einklang, da die dritte Harmonische ihren Ursprung in Struktur der Nachlaufdelle der Laufschaufeln hat. Und die Struktur der Nachlaufdelle ändert sich abhängig von den Leitgitterkonfigurationen kaum. Das zeigen die in Abschnitt 4.2 diskutierten Ergebnisse sehr deutlich. Die erste Harmonische hat ihren Ursprung in der Überlagerung der Potentialfelder der stromauf und stromab liegenden Laufgitter. Dabei scheint die Amplitude der ersten Harmonischen in der Zuströmung der Leitgitter von Stufe zu Stufe zuzunehmen. Sie kann aber durch die Clocking-Konfiguration der Leitgitter maßgeblich beeinflusst werden. Das zeigen die Spektren des statischen Druckes in der Zuströmung von Stator 1 und 3 (Abbildungen 4.19 und 4.21(c) und 4.21(d)). Die geringe Betriebspunktabhängigkeit der instationären Schaufelkräfte auf Stator 1 lässt sich demnach durch die geringen Amplituden der Potentialfelder (erste Harmonische) gegenüber der Nachlaufdelle von Rotor 1 (dritte Harmonische) in der ersten Stufe erklären.

Die Ergebnisse der instationären Schaufeldrücke und -kräfte stehen damit im Einklang mit den Ergebnissen der Strömungsfeldmessung.

### 5.2.2.2 Einfluss von *Clocking II*

Die bei der instationären Interaktion der Strömungsfelder in Turbomaschinen entstehenden instationären Schaufelkräfte haben, abhängig von vielen Parametern, unterschiedliche Formen ihrer Zeitverläufe. Bei den Laufschaufeln war der zeitliche Verlauf der Schaufelkräfte von der Grundschwingung bei der Blattfolgefrequenz geprägt. Höherharmonische spielten eine untergeordnete Rolle. Daher ist als maßgebliche Größe bei der Beurteilung des Einflusses von *Clocking* der Leitreiben auf die instationären Schaufelkräfte die Peak-Amplitude (oder Spitzenwert) ausreichend.

Auf den Leitschaufeln sind die zeitlichen Verläufe beim *Clocking* der Leitreiben durch maßgebliche Amplituden der Höherharmonischen geprägt, die sich beim *Clocking* der Leitreiben auch ändern. Dargestellt sind die Änderungen der ersten fünf Harmonischen der Kraftamplitude von Stator 1 in Abbildung 5.25 bei *Clocking II* von VLG und Stator 1 und bei *Clocking II* von Stator 2 und Stator 3 in Abbildung 5.25. Für die Verstellung von Stator 4 erfolgt keine Darstellung, weil die Verläufe nur für die dritten Harmonischen Änderungen zeigen und diese sehr gering sind. Die ungeradzahligen Harmonischen zeigen eine mit höherem Grad abnehmende Amplitude, während die geradzahligen Harmonischen generell sehr kleine Amplituden aufweisen.

In den Abbildungen ist erkennbar, dass sich die 1. Harmonische bei *Clocking II* jeder Leitreihe ändert und dass die Minima und Maxima nur sehr wenig vom Betriebspunkt abhängen. Die Lage der Maxima und Minima hängt nur davon ab, welches Leitgitter verstellt wird. Ob das VLG oder Stator 1 (auf dem letzteren wurde auch die instationäre Kraft vermessen) verstellt wird, wirkt sich auf den Verlauf der ersten und fünften Harmonischen aus (Abbildung 5.25). Die Änderungen sind gleichsinnig, obwohl die beiden Leitgitter in die gleiche Richtung, aber relativ zueinander gegensinnig, verstellt wurden (vergleiche Abbildung 5.25(a) mit 5.25(b), 5.25(c) mit 5.25(d) und 5.25(e) mit 5.25(f)). Die Lage der Maxima und Minima sind nur äußerst schwach vom Betriebspunkt abhängig.

Vergleicht man die Änderung der ersten Harmonischen zwischen *Clocking II* von VLG oder Stator 1 mit der von Stator 2, fällt die Lage der Maxima bzw. Minima bei etwa der entgegengesetzten Position  $\varphi_{VLG}/\varphi_S = \varphi_{S1}/\varphi_S = 1 - \varphi_{S2}/\varphi_S$  auf. Entscheidend für die Amplitude der 1. Harmonischen ist also die Relativposition zwischen dem Verbund von VLG mit Stator 1 gegenüber Stator 2.

Das führt zu der auf Seite 115 getroffene Charakterisierung zum Stellenwert der Einflüsse auf die instationären Kräfte der Leitschaufeln sowie die Mechanismen 1a und 2.

Die dritte und vierte Harmonische ändern ihre Amplitude nur bei Verstellung der Leitgitter der ersten bis vierten Stufe, aber nicht bei Verstellung des VLG.

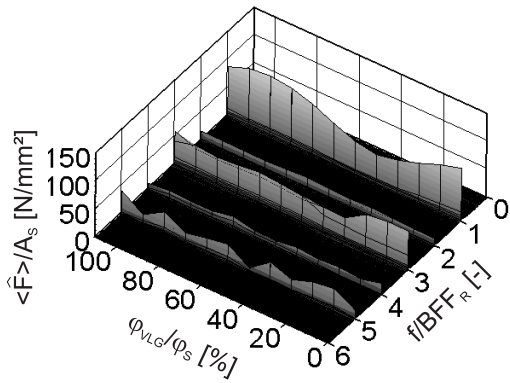
Die Beeinflussung der instationären Druckkräfte von Stator 1 durch *Clocking* der anderen Leitreiben ist relativ unabhängig vom Betriebspunkt. Damit muss die Wirkung von Nachlaufstörung und Potentialwirkung indirekt über Rotor 1 und Rotor 2 erfolgt. Die Lage der VLG-Nachlaufdellen relativ zur Vorderkante von Stator 1 ist stark abhängig vom Betriebspunkt. Das wurde in Kapitel 3 ausführlich diskutiert und korreliert nicht mit dem relativ betriebspunktunabhängigen Verhalten der instationären Kräfte bei einer eingestellten *Clocking*-Konfiguration.

Der Vergleich zwischen der Peak-Amplitude und der ersten Harmonischen offenbart allerdings eine Schwachstelle, konzentrierte man sich nur auf die Fourieranalyse bei der Bewertung der tatsächlichen Schaufelanregung. Die Peak-Amplitude berücksichtigt den Energiegehalt der dynamischen Belastung der Schaufeln besser, auch wenn sie ihn bei größeren Abweichungen von einer harmonischen Schwingung überbewertet.

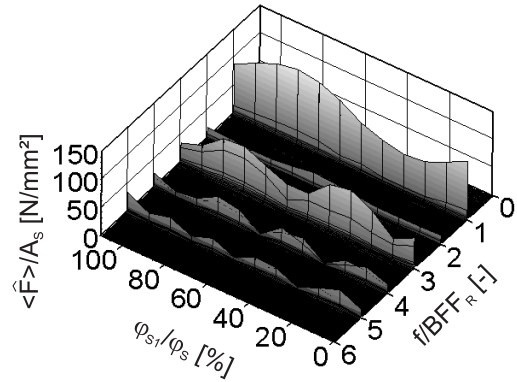
Bei der Fourier-Zerlegung des tatsächlichen Zeitverlaufes mit Hilfe der FFT ergeben sich eine Amplitude und ein Phasenwinkel für jede Harmonische. Die Amplitude der einzelnen Harmonischen ist jeweils deutlich geringer als die im ursprünglichen Zeitverlauf. Für die Überlagerung der einzelnen Energieinhalte der Harmonischen und deren Anfachung bzw. Dämpfung ist aber der Phasenwinkel entscheidend.

Daher wird hier für eine Beurteilung der Schaufelbelastung wieder die Peak-Amplitude herangezo-

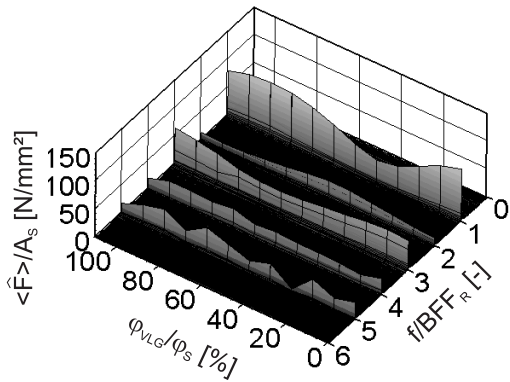
gen. Für die Beurteilung der Betriebspunktabhängigkeit vermessenen Effekte auf die instationären Kräfte sowie der Korrelation mit den Umfangspositionen der Leitreihen liefert aber die Fourierzerlegung klarere Aussagen. Analoge Untersuchungen wurden für Stator 3 durchgeführt. Da sie keinen Zugewinn an Erkenntnissen liefern, erfolgt keine weitere Darstellung.



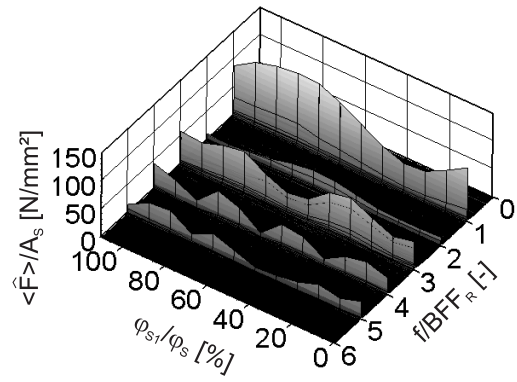
(a) Clocking II vom VLG,  $\xi = 1.1$



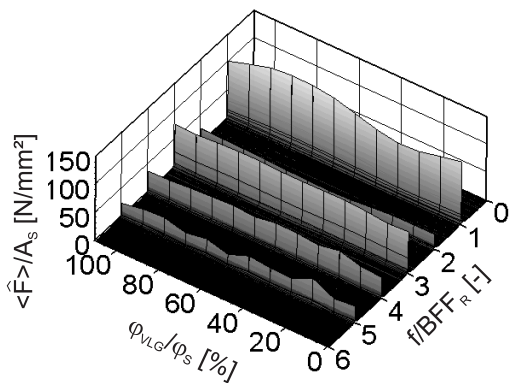
(b) Clocking II von Stator 1,  $\xi = 1.1$



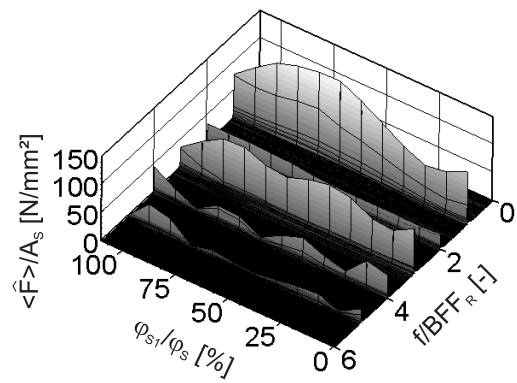
(c) Clocking II vom VLG,  $\xi = 1.0$



(d) Clocking II von Stator 1,  $\xi = 1.0$



(e) Clocking II vom VLG,  $\xi = 0.85$

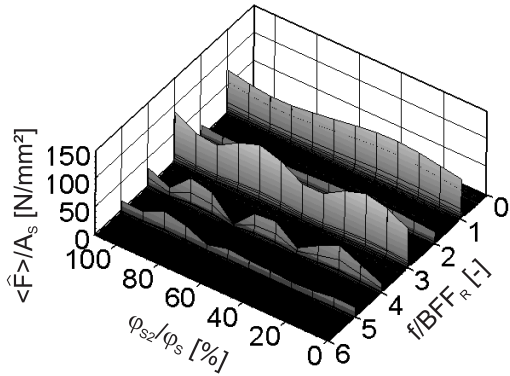
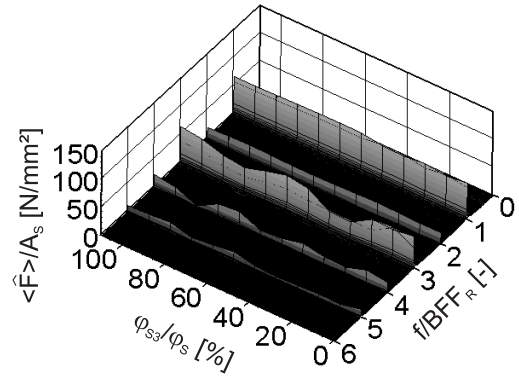
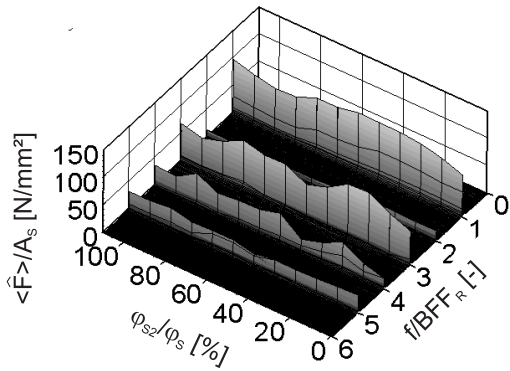
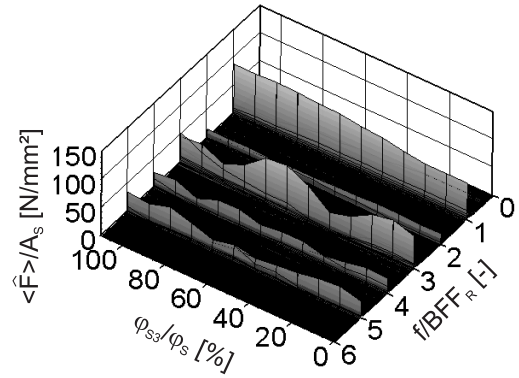
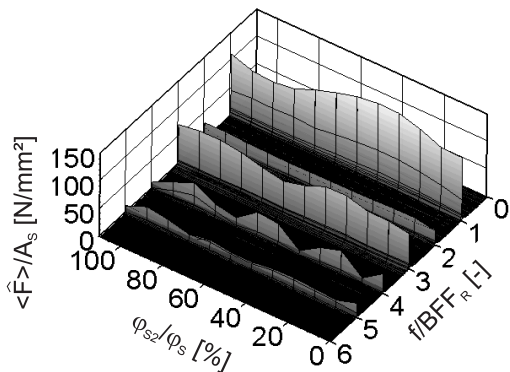
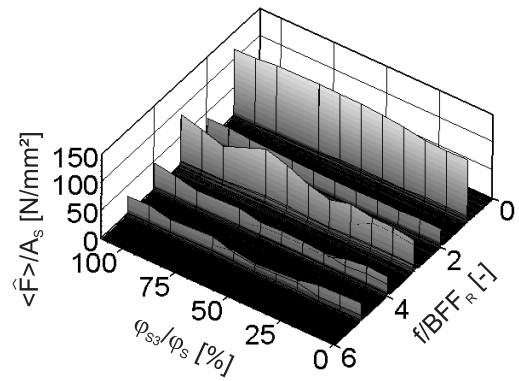


(f) Clocking II von Stator 1,  $\xi = 0.85$

**Abbildung 5.25** – Verlauf der Kraftamplitude der Schaufelkraft auf der Leitschaufel der ersten Stufe im Frequenzbereich bei Clocking II von VLG und Stator 1, Ausgangskonfiguration REF, drei Betriebspunkte, MS



Die Laufreihen, welche die betrachtete Leitreihe umgeben, haben immer dieselbe geometrische Umfangsposition. Die von ihnen hervorgerufenen Effekte Nachlaufstörung und Potentialfeldstörung werden aber in ihrem zeitlichen Verlauf (in der Amplitude und im Phasenwinkel relativ zueinander) durch die Veränderung der Umfangspositionen der Leitreihen beeinflusst. Daher kommt es zu einer indirekten Beeinflussung der Kraftamplitude auf den Leitschaufeln.


 (a) Clocking II von Stator 2,  $\xi = 1.1$ 

 (b) Clocking II von Stator 3,  $\xi = 1.1$ 

 (c) Clocking II von Stator 2,  $\xi = 1.0$ 

 (d) Clocking II von Stator 3,  $\xi = 1.0$ 

 (e) Clocking II von Stator 2,  $\xi = 0.85$ 

 (f) Clocking II von Stator 3,  $\xi = 0.85$ 

**Abbildung 5.26** – Verlauf der Kraftamplitude der Schaufelkraft auf der Leitschaufel der ersten Stufe im Frequenzbereich bei Clocking II von Stator 2 und 3, Ausgangskonfiguration REF, drei Betriebspunkte, MS

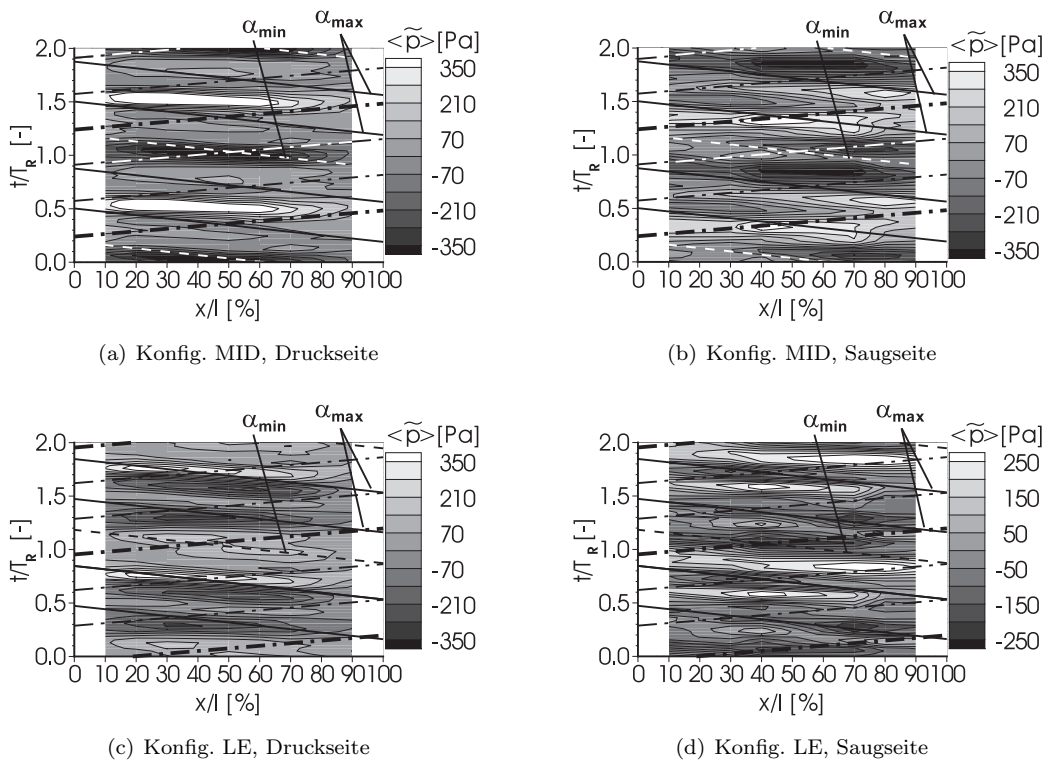
Wenn zur Beeinflussung der instationären Schaufelkräfte ausschließlich Clocking der Leitreihen zur Anwendung kommt, muss man den hier dargestellten Ergebnissen zur Folge, bei geringen instationären Kräften an den Laufschaufeln höhere instationäre Kräfte an den Leitschaufeln in Kauf nehmen. Da es aber deutlich sinnvoller erscheint, auch auf den Leitschaufeln die instationären Kräfte durch Clocking der Laufreihen zu optimieren, könnte hier auf weiterführende Untersuchungen der instationären Wechselwirkung verzichtet werden.

Allerdings hat sich bei einer weiteren Analyse ergeben, dass die instationären Drücke auf den Leitschaufeln maßgeblich durch die bewegten Druckfelder der Laufschaufeln beeinflusst werden und die viskosen Nachläufe, die in bisherigen Veröffentlichungen für die instationären Interaktionen maßgeblich verantwortlich gemacht werden, ihre Rolle spielen, wenn auch etwas anders als es in anderen Grundlagenexperimenten erläutert wurde. Daher werden die durchgeführten Analysen nachfolgend noch dargestellt.

### 5.2.2.3 Instationäre Druckverteilung der Leitschaufeln

#### Analyse im Zeitbereich

Analog der Vorgehensweise auf den Laufschaufeln kann man die instationäre Druckverteilung der Leitschaufeln auch mit dem Auftreffen des Nachlaufdellenzentrums an der Vorderkante und der Potentialwirkung an der Hinterkante korrelieren. Allerdings sollen die instationären Druckverteilungen hier nicht in der Ausführlichkeit diskutiert, sondern der Vollständigkeit halber kurz dargestellt werden. Die jeweiligen mittleren Ausbreitungsgeschwindigkeiten der Ausbreitung der Druckänderungen auf der Schaufeloberfläche kann man mit  $v_{down} = a + c_\infty$  und  $v_{up} = a - c_\infty$  berechnen.



**Abbildung 5.27** – Zeitlich-räumliche Verläufe des instationären Wanddruckes im Mittelschnitt von Stator 1, Auslegungspunkt, zwei Leitgitterkonfigurationen

Damit erhält man die in Abbildung 5.27 dargestellten Verläufe mit den Spuren der idealisierten

Druckwellen. Dabei wurde als Parameter für die Druckänderungen der Strömungswinkel verwendet. Dessen zeitliche Verläufe auf der Staustromlinie zu Stator 1 sind in Abbildungen 4.16(c) und (d) für die Zuströmung angegeben. Die zeitlichen Verläufe auf der Staustromlinie in der Abströmung sind in den Abbildungen 4.23(c) und (d) dargestellt.

In Abbildung 5.27 sind die Zeitpunkte des Auftreffens der Strömungswinkeländerung an der Vorderkante für geringe  $\alpha$  mit einer Strichpunktlinie gekennzeichnet. Dabei korreliert die dicke Strichpunktlinie mit der Nachlaufdele, während die anderen beiden Linien die lokalen Maxima des statischen Druckes bzw. Minima des Absolutströmungswinkels repräsentieren, die mit der dritten Harmonischen der Blattfolgefrequenz auftreten.

Von der Hinterkante aus werden die Zeitpunkte und Ausbreitungspfade von hohen Werten des Absolutströmungswinkels zwischen den beiden durchgezogenen Linien dargestellt ( $\alpha_{max}$ ). Der Zeitpunkt des Auftreffens des Minimums  $\alpha_{min}$  ist mit einer gestrichelten Linie gekennzeichnet. Aufgrund der bedeutenden Amplituden sowohl der ersten als auch der dritten Harmonischen der Blattfolgefrequenz ist das Interferenzmuster in der instationären Druckverteilung erheblich komplizierter als auf den Laufschaufeln.

### Weiterführende Analyse im Frequenzbereich

Eine weiterführende Frequenzanalyse der zeitlichen Druckverläufe der Leitschaufeln der ersten und dritten Stufe hatte, wie auch bei den Laufschaufeln, nur zum Ziel nachzuweisen, dass bei der Konfiguration MID tatsächlich destruktive Interferenz (hohe Druckamplituden) in der Schaufelmitte auftreten, während zur Vorder- und Hinterkante der Schaufel die Amplituden wieder ansteigen (konstruktive Interferenz). Dieser Effekt hatte sich bei den Untersuchungen in Abschnitt 5.2.1.5 angedeutet. Er erklärt das gegensätzliche Verhalten der instationären Kräfte an den Leitschaufeln bei den Leitgitterkonfigurationen MID und LE. Die Kraftamplituden auf den Laufschaufeln sind in der Konfiguration MID gering, während sie in der Konfiguration LE hoch sind. Auf den Leitschaufeln ist genau das Gegenteil der Fall.

Weiterhin sollte anhand des Phasenwinkels der Harmonischen überprüft werden, ob sich die Ausbreitungsgeschwindigkeiten nachweisen lassen oder ob bedingt durch die Interferenz der Druckfelder Phasengeschwindigkeiten auftreten, die nicht im Bereich der Schallgeschwindigkeit liegen.

Allerdings ergab sich aus den Ergebnissen eine interessante Interpretation der geringen Phasendifferenz der ersten Harmonischen zwischen Druck- und Saugseite der Schaufeln. Zur Erklärung sollen, wie bei den Laufschaufeln, folgende Überlegungen dienen.

Um zu überprüfen, dass die Phasenlage der analysierten Signale aufgrund der geringen räumlichen Auflösung der Sensoren korrekt wiedergegeben wird, wurde ausgehend von der maximalen Ausbreitungsgeschwindigkeit der Druckstörungen stromab mit  $v_{down}$  (Gleichung 4.1) und stromauf mit  $v_{up}$  (Gleichung 4.2) die Phasengeschwindigkeit der ersten vier Harmonischen entlang der Schaufelsehne bestimmt und in den Abbildungen 5.28(f), 5.29(f), 5.30(f) und 5.31(f) zum Vergleich mit der Phasenlage der Harmonischen auf Druck- und Saugseite dargestellt. Es ist dort erkennbar, dass die Änderung des Phasenwinkels für die betrachteten Harmonischen zwischen zwei Sensorpositionen erheblich kleiner sind als  $360^\circ$ , so dass die Phasenlage über die Schaufeltiefe korrekt erfasst wird.

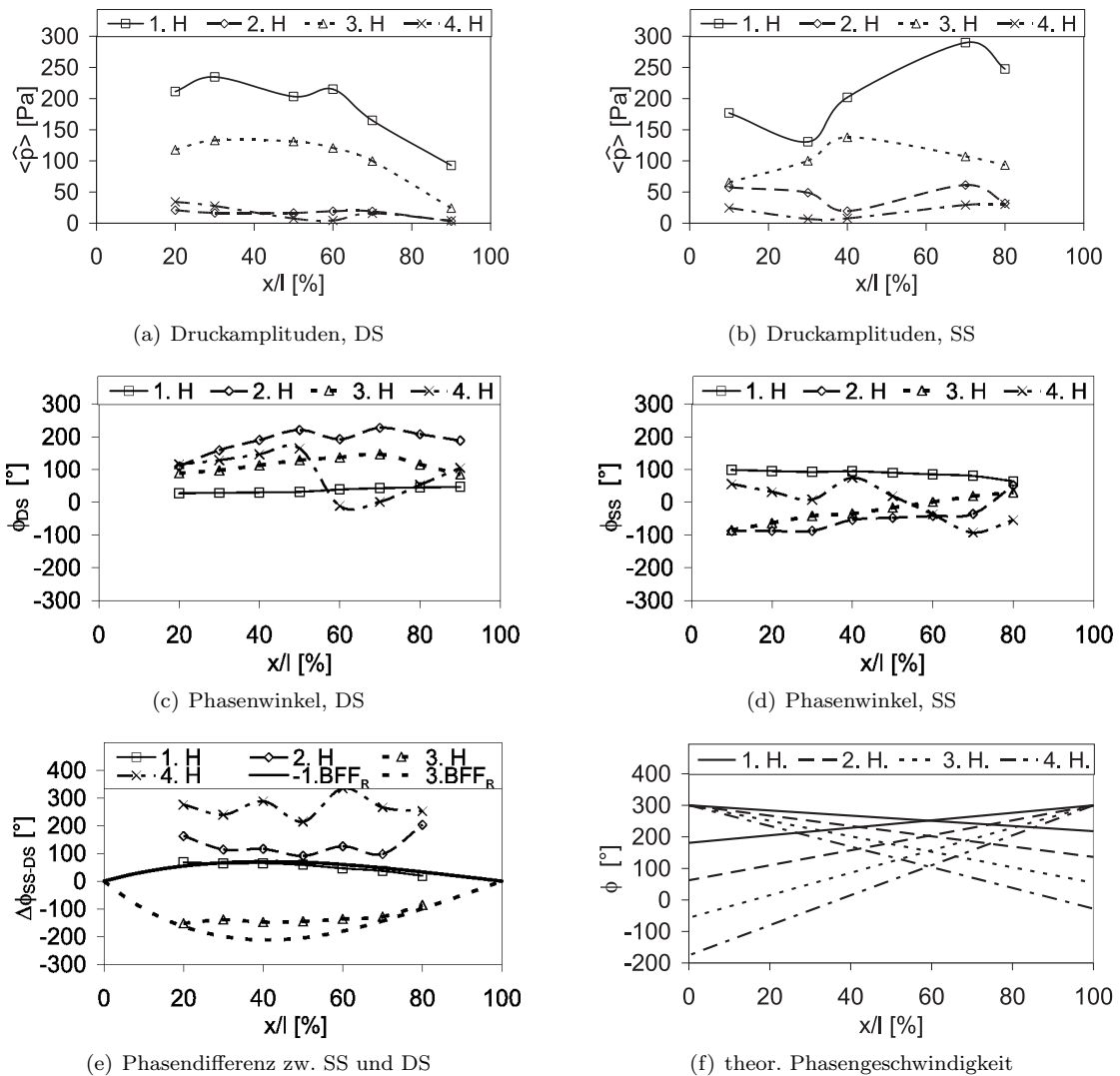
Die Diagramme zeigen die Änderungen des Phasenwinkels bei einer Ausbreitungsgeschwindigkeit der entsprechenden Harmonischen jeweils ausgehend von dem gemeinsamen Schnittpunkt der Geraden bei 0% bzw. 100% der Schaufeltiefe. Die Geraden von links oben nach rechts unten zeigen die Änderung des Phasenwinkels bei der Ausbreitung stromab mit  $v_{down}$ . Die Geraden von rechts oben nach links unten zeigen die Änderung des Phasenwinkels bei der Ausbreitung stromauf mit  $v_{up}$ .

Die Änderung des Phasenwinkels entlang der Schaufelsehne in Richtung stromab wird dabei wie bei den Laufschaufeln mit den Gleichungen 5.2 und 5.3 berechnet.

Der Index  $i$  entspricht dabei der Ordnung der Harmonischen, die Änderung des Phasenwinkels erfolgt zu kleineren Werten bei fortschreitender Welle, was durch das negative Vorzeichen realisiert

wird.

Aus den Messdaten resultieren für jedes ensamblegemittelte Sensorsignal eine Amplitude und der Phasenwinkel der Harmonischen bei der entsprechenden Frequenz. Gesetzt den Fall, dass von den Laufschaufeln hervorgerufene Druckfeld bewegt sich über die Leitgitter, dann muss aufgrund der Bewegungsrichtung der Laufschaufeln die Änderung des Druckes an der Druckseite zeitlich vor der Saugseite erfolgen. Bildet man die Differenz der Phasenwinkel der Sensoren an der gleichen Position  $x/l$  zwischen Saugseite und Druckseite, muss bei der Bewegungsrichtung der Laufschaufeln das Ergebnis ein negatives Vorzeichen haben. Man kann dann nach den Gleichungen 5.6 und 5.7 die Phasendifferenz berechnen, die sich aus der Schaufelkontur zwischen zwei Sensoren an der gleichen Position  $x/l$  ergibt, wenn sich eine wellenförmige Störung mit zur Profillehne senkrechter Bewegungsrichtung von der Druckseite zur Saugseite bewegt. Es wird später noch im Detail darauf eingegangen, dass genau das Gegenteil der Fall ist.

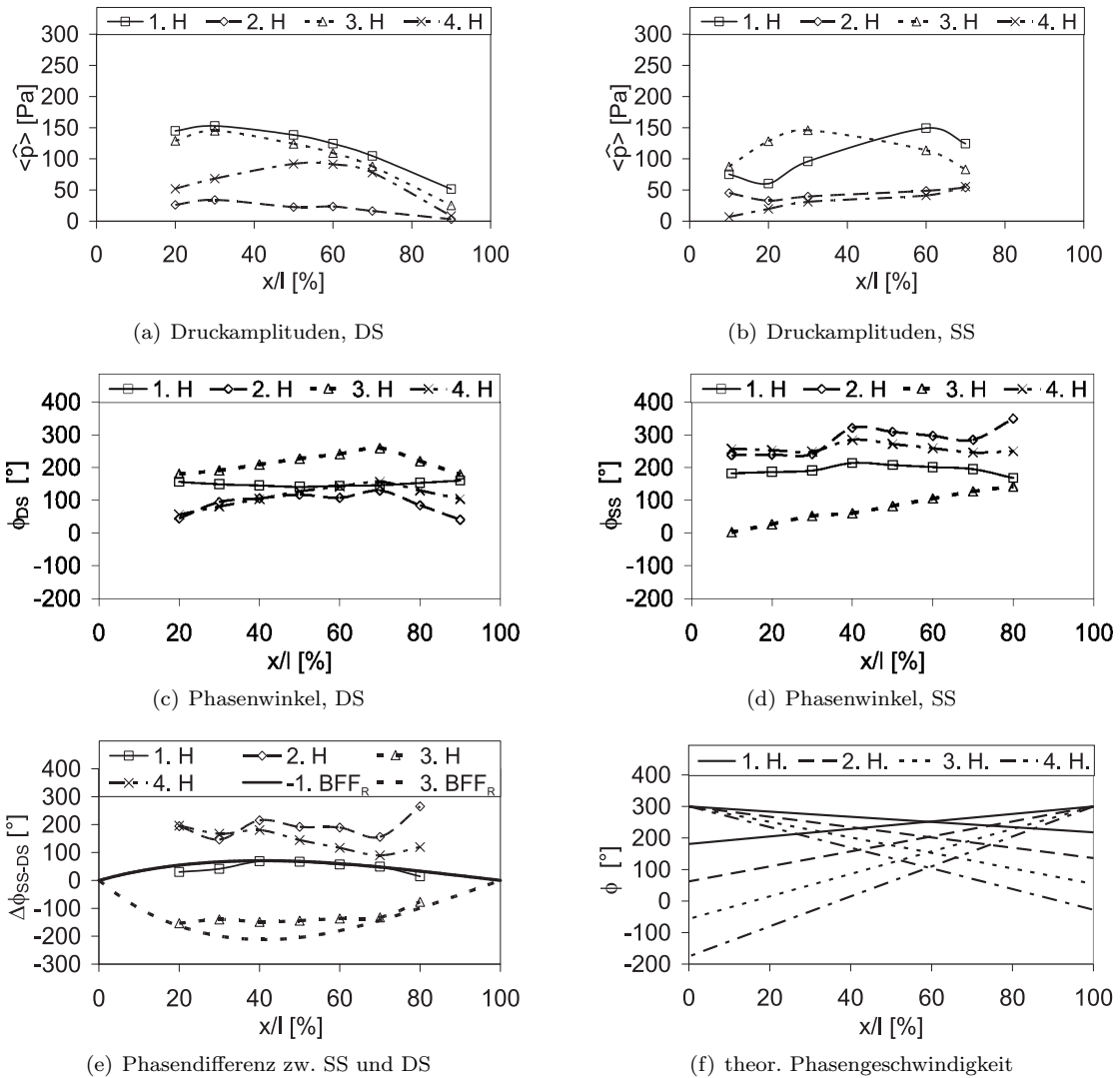


**Abbildung 5.28** – Verlauf von Kraftamplitude und Phasenwinkel der instationären Drücke auf der Leitschaufel der ersten Stufe über die Schaufeltiefe im Frequenzbereich bei Leitschaufelkonfiguration MID, Auslegungspunkt

Zuerst sind in Abbildung 5.28(a) und (b) für die Konfiguration MID und in Abbildung 5.29(a)

und (b) für die Konfiguration LE die Amplituden der ersten bis vierten Harmonischen dargestellt. Die erste und dritte Harmonische zeigen dabei die höchsten Amplituden, die im Spektrum auftreten. Die zweite und vierte Harmonische zeigen erheblich geringere Amplituden. Sie sind der Vollständigkeit halber mit dargestellt, werden aber nicht weiter im Detail diskutiert.

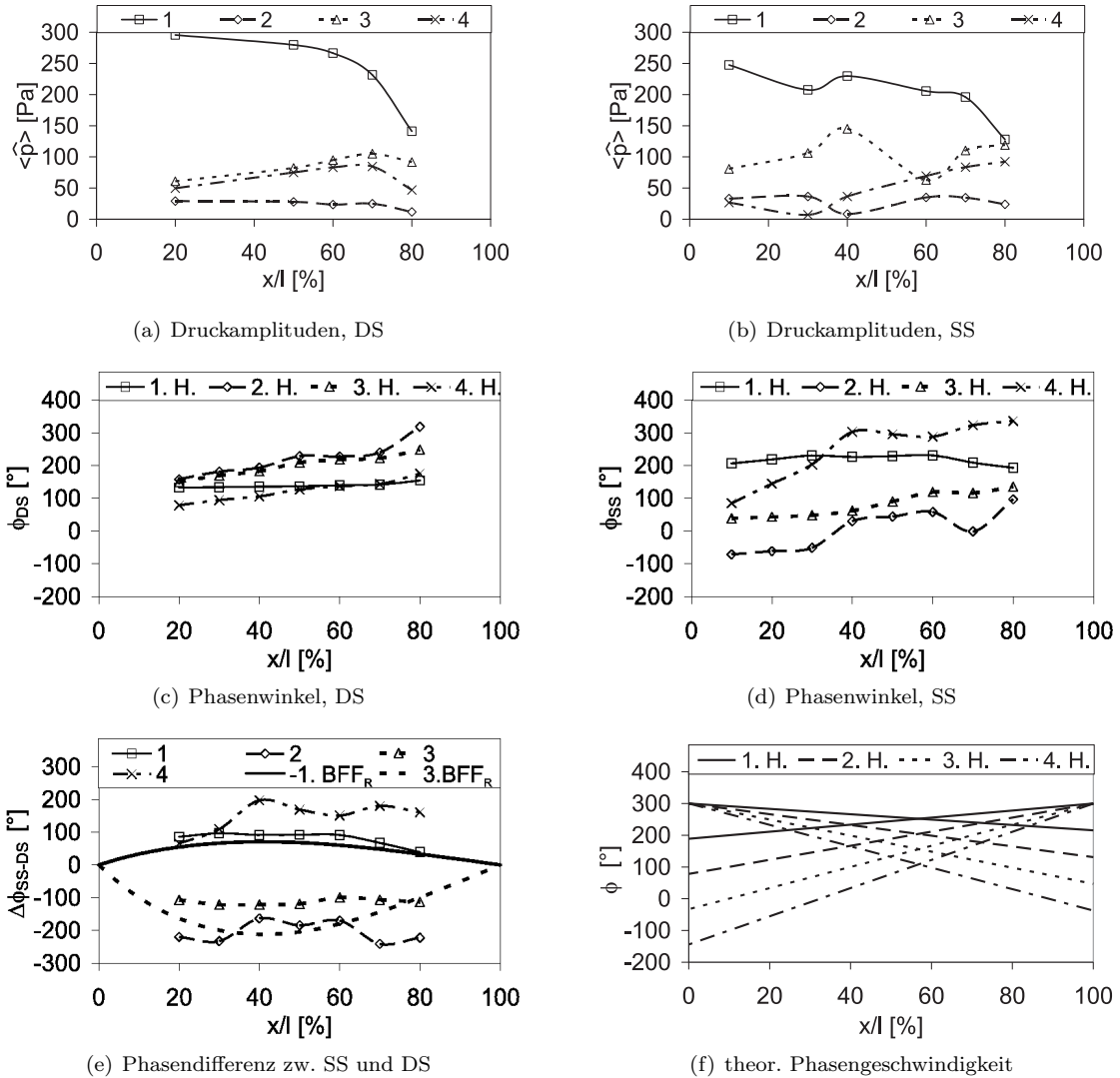
Es ist an der ersten Harmonischen (1. H.) zu erkennen, dass die Druckamplituden auf der Druckseite in den vorderen zwei Dritteln und auf der Saugseite in den hinteren zwei Dritteln in der Konfiguration MID erheblich größer sind als in der Konfiguration LE. Das gleiche Verhalten findet man auch bei Stator 3 (Abbildung 5.30(a) und (b) für die Konfiguration MID und in Abbildung 5.31(a) und (b)).



**Abbildung 5.29** – Verlauf von Kraftamplitude und Phasenwinkel der instationären Drücke auf der Leitschaufel der ersten Stufe über die Schaufeltiefe im Frequenzbereich bei Leitschaufelkonfiguration LE, Auslegungspunkt

Allerdings ist an den Abbildungen zu erkennen, dass auf Stator 1 der Verlauf der Amplituden über der Sehnenlänge zwischen den Konfigurationen keinen Unterschied aufweist, sondern dass nur das Niveau der Amplituden verändert wird. Auf Stator 3 weicht das Verhalten allerdings ab. Dort sind sowohl der Betrag als auch der qualitative Verlauf unterschiedlich. Dort ändert sich auch

der Verlauf der Amplituden bei der dritten Harmonischen, wobei die Amplituden geringer sind als auf Stator 1. Vergleicht man für Stator 1 die Amplitudenverläufe der dritten Harmonischen auf Druck- und Saugseite zwischen den Konfigurationen MID und LE, fallen keine erheblichen Änderungen auf.



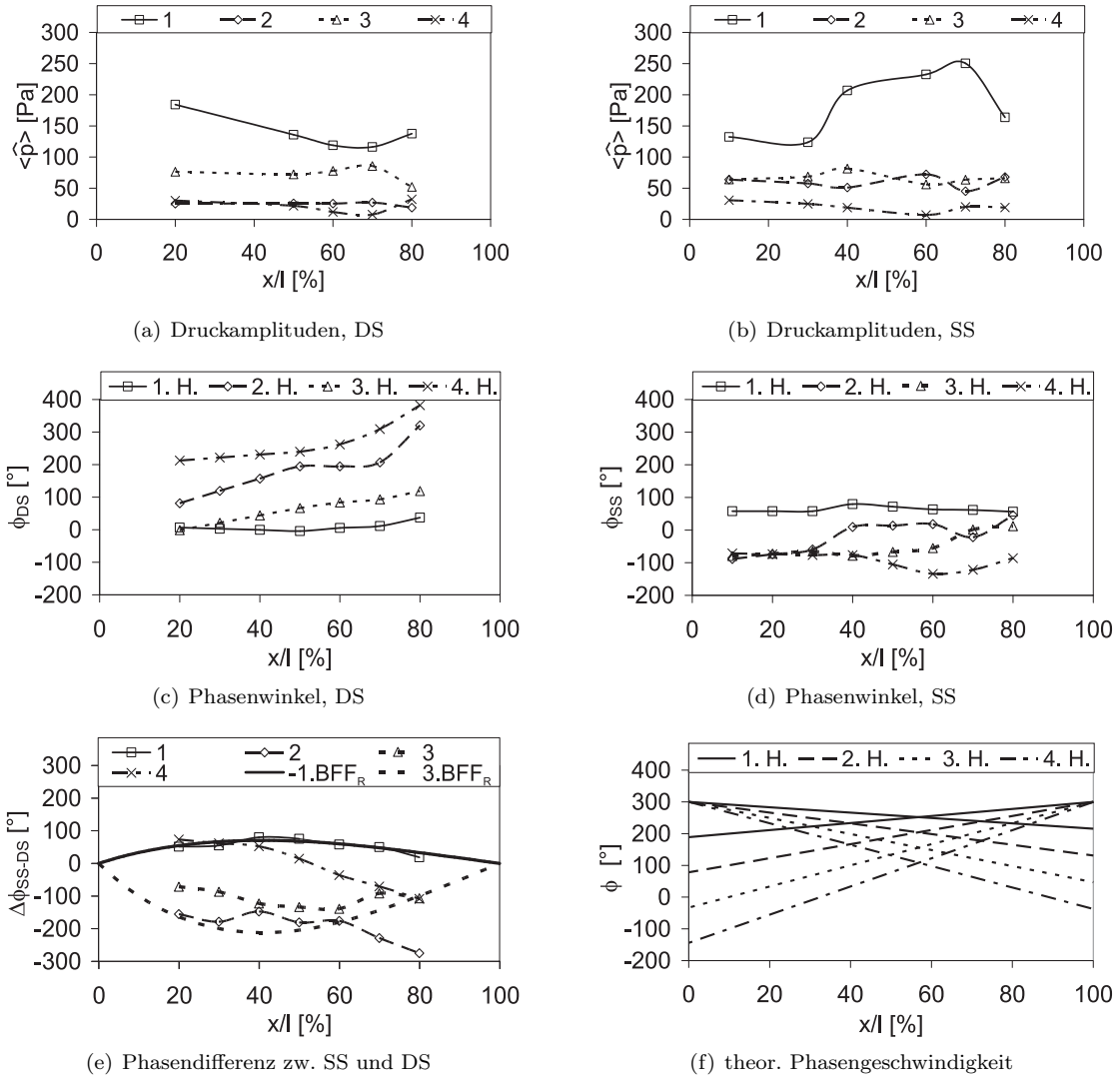
**Abbildung 5.30** – Verlauf von Kraftamplitude und Phasenwinkel der instationären Drücke auf der Leitschaufel der dritten Stufe über die Schauffeltiefe im Frequenzbereich bei Leitschaufelkonfiguration MID, Auslegungspunkt

Interessant ist auch das Verhalten der Phasenwinkel der einzelnen Harmonischen, die jeweils in den Abbildungen 5.28(c) und (d), 5.29(c) und (d), 5.30(c) und (d) sowie 5.31(c) und (d) dargestellt sind. Die Verläufe zeigen über die Sehnenlänge teils nahezu konstante Werte, knicken nach einem konstanten positiven Anstieg ab und weisen dann einen konstanten negativen Anstieg auf. Selten stimmen die Gradienten mit den theoretischen bei konstanter Ausbreitungsgeschwindigkeit mit Schallgeschwindigkeit überein, wie beim Vergleich mit den Geraden in den Abbildungen 5.28(f), 5.29(f), 5.30(f) und 5.31(f) deutlich wird.

Bildet man aus diesen Verläufen die Differenz zwischen Saug- und Druckseite, erkennt man wieder systematische Verläufe. Diese sind in den Abbildungen 5.28(e), 5.29(e), 5.30(e) und 5.31(e) dar-

gestellt.

Für die erste Harmonische, die nach Abschnitt 4.2 aus der Interaktion der Potentialfelder der die Leitschaufel umgebenden Laufschaufeln herrührt, erkennt man durchweg, dass die Verläufe der Phasendifferenz sehr gut mit der theoretischen Kurve “-1. BFF“ übereinstimmt. Dabei dominiert die Auswirkung der vorderen Staustromung der stromab liegenden Laufreihe gegenüber der hinteren Staustromung der stromauf liegenden Laufreihe. Das konnte anhand der Amplitudenverläufe des statischen Druckes in Abschnitt 4.2, anhand der Abbildungen 4.19 und 4.26 nachgewiesen werden.

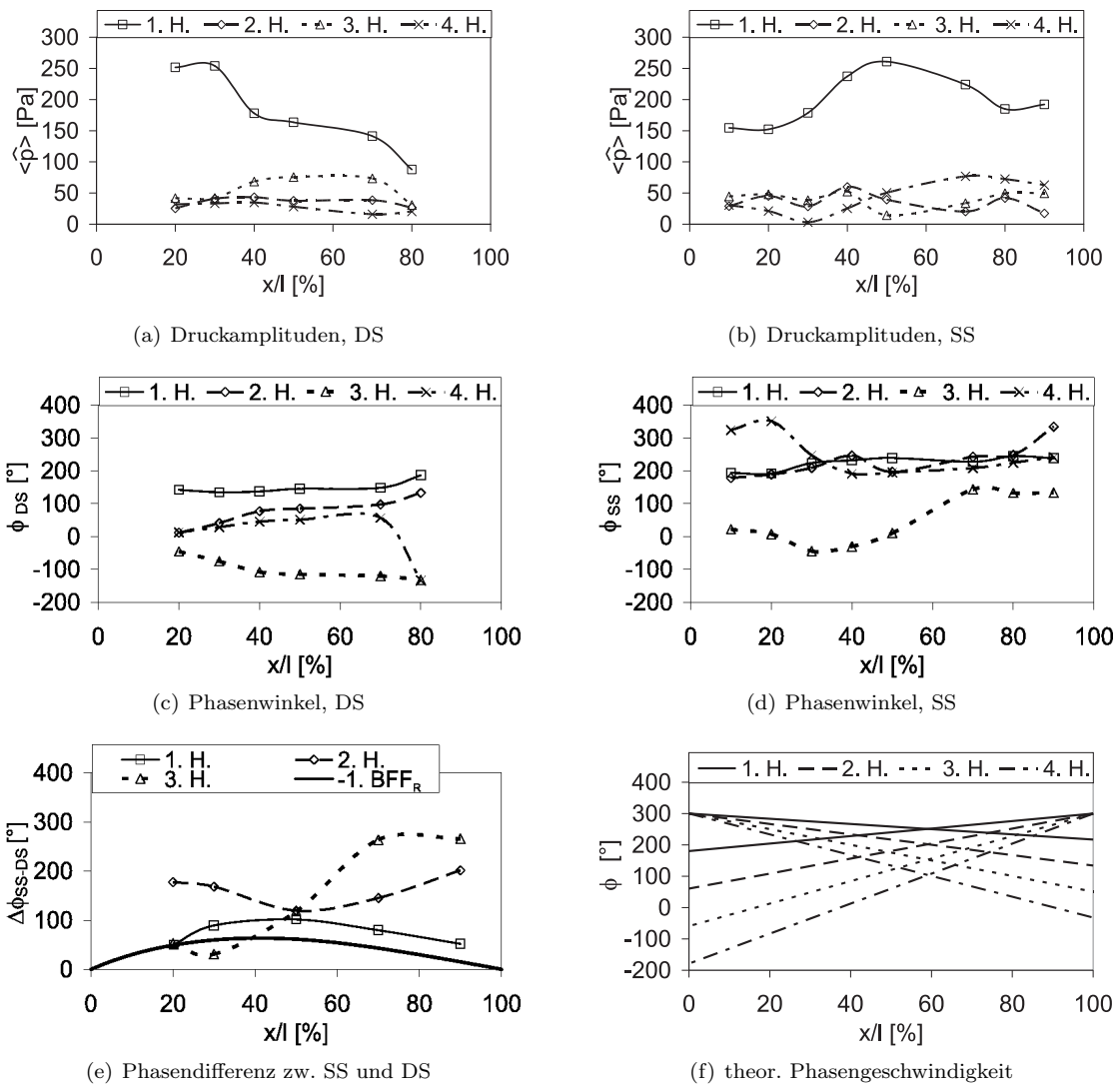


**Abbildung 5.31** – Verlauf von Kraftamplitude und Phasenwinkel der instationären Drücke auf der Leitschaufel der dritten Stufe über die Schaufeltiefe im Frequenzbereich bei Leitschaufelkonfiguration LE, Auslegungspunkt

Die theoretischen Kurve “-1. BFF“ wurde anhand der Gleichungen 5.6 und 5.7 berechnet. Allerdings hat die Umfangsgeschwindigkeit, die zur Berechnung dieser Kurve benötigt wird, exakt die entgegengesetzte Richtung als sie der Relativbewegung der Laufreihen entsprechen würde. Das erscheint zunächst äußerst paradox, weil die Saugseite der Laufschaufeln zuerst von der umlaufenden Druckstörung getroffen wird und die Druckseite um eine Zeitdifferenz später. Diese Zeit-

differenz entspricht etwa dem Verhältnis von Leitschaufeldicke zu Umfangsgeschwindigkeit der Druckstörung nach Gleichung 5.7. Aus den Messdaten ergibt sich allerdings, dass die Verläufe des instationären Wanddruckes, aus denen sich die instationären Kräfte ergeben, auf den Leitschaufeln durch eine Druckstörung verursacht werden, die in der den Laufschaufeln entgegengesetzte Richtung umläuft!

Weil in den nach Gleichungen 5.6 und 5.7 berechneten Phasendifferenz und der Phasendifferenz aus den Sensorsignalen von Druck- und Saugseite keine Fehler zu finden waren, wurde mit der Wellengleichung und einer einfachen Modellierung der Druckverläufe versucht, dieses eigentlich unwahrscheinliche Phänomen zu analysieren. In Kapitel 6 wird in Abschnitt 6.1.4 auf die Modellierung eingegangen und in Abschnitt 6.1.5 das Phänomen der entgegengesetzten Drehrichtung ausführlich erläutert.



**Abbildung 5.32** – Verlauf von Kraftamplitude und Phasenwinkel der instationären Drücke auf der Leitschaufel der vierten Stufe über die Schaufeltiefe im Frequenzbereich im Auslegungspunkt, Leitgitterkonfiguration entspricht REF

Auch für die dritte Harmonische kann mit der Phasendifferenz zwischen Saug- und Druckseite und der Schaufeldicke der Zusammenhang zur Umfangsgeschwindigkeit hergestellt werden. Die



Untersuchungen der Strömungsfelder im Abschnitt 4.2 haben gezeigt, dass die dritte Harmonische maßgeblich durch die Nachlaufdellen der stromauf liegenden Laufschaufeln hervorgerufen wird. Auch bei der Berechnung der Phasendifferenzen zwischen Saug- und Druckseite aus der modellierten Überlagerung der Druckstörungen in Abschnitt 6.1.5 kann eine gute Übereinstimmung mit den Messergebnissen bestätigt werden.

Allerdings zeigt der Verlauf der Phasenwinkel auf Druck- und Saugseite in den Abbildungen 5.28(c), 5.28(d), 5.29(c) und 5.29(d), dass der Phasenwinkel an der Hinterkante größer als an der Vorderkante ist. Das bedeutet, die Druckänderung erfolgt an der Hinterkante zeitlich vor der an der Vorderkante. Da die Phasenverläufe auf der Saugseite über die Schaufeltiefe keine Sprünge aufweisen, kann man hier die Phasengeschwindigkeit berechnen. Das führt allerdings nur für die Umfangsrichtung zu sinnvollen Werten. Die Differenz der Umfangsposition der Sensoren bei 10% und 80% Schaufeltiefe beträgt etwa 27 mm. Die Phasendifferenz zwischen diesen Sensoren beträgt je nach untersuchtem Messpunkt zwischen  $114^\circ$  und  $139^\circ$ . Mit der Periodendauer der dritten Harmonischen der Blattfolgefrequenz der Laufschaufeln erhält man eine Zeitdifferenz von  $\Delta t = 1.0053 \cdot 10^{-4} s$  bis  $\Delta t = 1.2332 \cdot 10^{-4} s$ . Mit der Differenz der Umfangskoordinaten der Sensoren erhält man damit im Mittel eine Umfangsgeschwindigkeit der Druckstörung von 246 m/s entgegen der Drehrichtung der Laufschaufeln.

Dieser Wert entspricht 340 % der Umfangsgeschwindigkeit bei Auslegungsdrehzahl im Mittelschnitt. Vergleicht man den Wert mit dem der Gruppengeschwindigkeit im Absolutsystem aus Gleichung 6.12 und Abbildung 6.4(a) in Abschnitt 6.1.7 bei dem Wellenlängenverhältnis zwischen Lauf- und Leitbeschaufelung des NGV, wird dieser Wert bestätigt.

Allerdings ergeben sich für die entsprechenden Messwerte bei der ersten Harmonischen je nach Leitgitterkonfiguration 299 m/s bis 688 m/s. Hier ist also noch erheblicher Erklärungsbedarf, um die Entstehung der instationären Druckverteilungen genauer zu verstehen.

Vergleicht man nun die entsprechend ausgewerteten Daten des Leitgitters der letzten Stufe (Stator 4) mit denen der ersten und dritten Stufe, stellt man Ähnlichkeiten aber auch Unterschiede fest. Die Daten wurden in der Leitgitterkonfiguration REF vermessen und sind in Abbildung 5.32 zusammengestellt.

Trotz dass die letzte Leitreihe nur von dem periodisch instationären Strömungsfeld stromauf liegender Schaufelreihen beeinflusst wird, sind auch hier qualitativ Ähnlichkeiten mit den Verläufen der ersten und dritten Stufe vorhanden. Die Druckamplituden sind vergleichbar in Stärke und Verteilung über die Schaufeltiefe. Die Phasenverläufe ebenso wie die Phasendifferenz der ersten Harmonischen zwischen Saug- und Druckseite sind vergleichbar. Die Druckschwankungen der ersten Harmonischen bewegen sich ebenfalls entgegen dem Rotordreh Sinn. Allerdings weicht die Phasendifferenz im Betrag deutlich von der theoretischen Kurve, als auch von den in Abschnitt 6.1.5 berechneten Zahlenwerten ab.

## Ergebnisse

Clocking der Leitreihen hat gezeigt, dass die Auswirkungen auch auf die instationären Schaufelkräfte auf den Leitschaufeln erheblich sind, trotz dass deren Beeinflussung durch Clocking der Leitreihen nur indirekt über die umgebenden Laufreihen erfolgt. Den diskutierten Ergebnissen zufolge sind die stärksten Wechselwirkungen, die durch Umfangspositionierung phasenverschoben werden und damit die instationären Kräfte eines betrachteten Leitgitters beeinflussen:

1. die Nachläufe des nächsten stromauf liegenden Leitgitters, die
  - (a) die Zuströmung, damit die Zirkulation und damit auch die Abströmung der Laufreihe stromauf der betrachteten Leitreihe (wenig betriebspunktabhängig) beeinflussen.
  - (b) nach Durchgang durch die Laufreihe die Zuströmung der betrachteten Leitreihe "direkt" beeinflussen (stark betriebspunktabhängig, Kapitel 3).
2. Das Potentialfeld der nächsten stromab liegenden Leitreihe, das das Potentialfeld der dazwischen diesen Leitreihen liegenden Laufreihe beeinflusst. Dadurch wird indirekt, aber wenig betriebspunktabhängig, die Abströmung der betrachteten Leitreihe beeinflusst .

Dabei dominieren ganz eindeutig die Effekte, die nur wenig Betriebspunktabhängig sind, also 1a und 2.

Für die Leitschaufeln können folgende Schlussfolgerungen zur Beeinflussung der instationären Druckverteilungen und Schaufeldruckkräfte gezogen werden, die teils analog schon bei den Laufschaufeln festgestellt wurden:

**Auf der Druckseite und auf der Saugseite** der Leitschaufeln finden die größten Druckänderungen durch Clocking bei der ersten und vierten Harmonischen der Blattfolgefrequenz und nahezu gleichmäßig über die gesamte Schaufeltiefe statt.

Durch Clocking wird die Amplitude der instationären Druckschwankung gravierend verändert, obwohl die Position der Laufschaufeln nicht geändert wird. Die Amplituden ab der dritten Harmonischen erfahren nur geringe Änderungen. Die Phasenlagen und Phasendifferenzen der ersten und dritten Harmonischen ändern sich wenig, die der anderen Höherharmonischen aber stärker.

Die Differenz des Phasenwinkels der Druckschwankungen der einzelnen Harmonischen zwischen Druck- und Saugseite ist vom Dickenverlauf der Schaufel, der Umfangsgeschwindigkeit der Laufreihen und (wie in Abschnitt 6.1.5 nachgewiesen werden kann) dem Verhältnis der Schaufelzahlen von Lauf- und Leitgittern abhängig. Durch das Clocking der Leitreihen wird die Differenz des Phasenwinkels der Druckschwankungen für die erste und dritte Harmonische der Blattfolgefrequenz zwischen Druck- und Saugseite nur wenig beeinflusst. Je nach der Clocking-Konfiguration der Leitreihen variieren hauptsächlich die Amplituden der Druckschwankungen.

Die Potentialfelder der umgebenden Laufreihen bilden durch Interferenz ein resultierendes Druckfeld, das aber in die Richtung rotiert, die der Drehrichtung der Laufschaufeln entgegengesetzt ist. Die Wellenfronten der ersten Harmonischen liegen im Mittelschnitt fast parallel zur Skelettlinie von Stator 1. und 3.

**Für die Ausbreitungsgeschwindigkeiten** der Störungen durch die Nachlaufzellen von stromauf gilt Gleichung 4.1 und für die der Potentialwirkungen von stromab gilt Gleichung 4.2. Trotzdem zeigen die Phasengeschwindigkeiten der resultierenden Druckschwankungen teils erheblich über der Schallgeschwindigkeit liegenden Ausbreitungsgeschwindigkeiten. Durch eine Modellbildung mithilfe der Wellenmechanik im Kapitel 6 kann für dieses Phänomen im Abschnitt 6.1.5 eine schlüssige Erklärung hergeleitet werden.

---

## 6 Instationäre Interaktion der Schaufelreihen

### 6.1 Ein analytisches Modell für die Schaufelinteraktion

Grundsätzlich bildet sich bei der Durchströmung einer (hier betrachteten) axialen Turbomaschine um jede Schaufel ein Druckfeld aus. Die Druckfelder der Schaufeln einer Reihe beeinflussen sich untereinander und werden durch die sich relativ zu ihnen bewegten Schaufelreihen ebenfalls beeinflusst. Dabei nimmt die Stärke des Einflusses mit zunehmendem Abstand von der Quelle ab. Besser vorstellbar wird diese komplexe Interaktion dadurch, dass man sich auf die skalaren Felder des Druckes beschränkt. Dann wird mit der Kenntnis der Struktur von Schaufeldruckverteilungen sowie der Zu- und Abströmung der Schaufelreihen schnell klar, dass die Druckfelder der Schaufelreihen ein recht komplexes Interferenzmuster bilden.

Mit dem Clocking der Leitreihen werden die Potentialfelder der Leitreihen in ihrer Umfangsposition verändert. Es werden dabei die Quellen der Druckwellen, die durch die Potentialfelder der Beschaukelung hervorgerufen werden, in ihrer Phasenbeziehung zueinander verändert.

Dadurch kann die Wirkungsweise der Interaktion identifiziert werden, weil die Interferenzmuster sich ändern. Ohne diese Änderung der Interferenzmuster können die einzelnen Einflüsse (z.B. der Laufschaufelnachlauf) nicht exakt in ihrer Wirkung auf die instationären Schaufelkräfte quantifiziert werden. Die Ursache dafür ist, dass man ohne Änderung des Phasenwinkels nur ein Interferenzmuster an verschiedenen Orten vermisst. Bei der Vermessung ohne Variation der Phasenlage gelangt man weder qualitativ noch quantitativ zu aussagefähigen Ergebnissen über die Einzeleffekte. Die Ursache dafür liegt darin, dass man ohne Kenntnis der Struktur des gesamten Interferenzmusters leicht Werte auf oder in der Nähe seiner Knoten mit denen auf den sogenannten Bäuchen vergleicht.

Bei gleichen Schaufelzahlen ist keine genaue Interpretation der instationären Messergebnisse ohne Clocking möglich. Demzufolge ist auch die Übertragbarkeit der Ergebnisse auf andere Turbomaschinen nicht mit einer einzelnen Messung gegeben. Wohlgemerkt gilt das für die instationären Vorgänge, die für die Beurteilung der Schaufelanregung und des entstehenden Lärms von Bedeutung sind.

Die Diskussion der Messergebnisse in den vorangegangenen Kapiteln hat gezeigt, dass es sehr schwer ist, anhand der vielen zeitlich und räumlich variierenden Parameter der Strömungsfelder zu allgemeingültigen Aussagen zu kommen. Will man das zeitgenaue Strömungsfeld eines Verdichters mit großer Klarheit analysieren, ist es daher von großem Vorteil, sich auf die skalaren Felder des statischen Druckes und des Gesamtdruckes zu konzentrieren.

#### 6.1.1 Die Struktur der Potentialfelder

Im Kapitel 4 wurde versucht, mit den Zu- und Abströmwinkeln zu Aussagen über die Abhängigkeit der instationären Druckkräfte der Beschaukelung von der Struktur der Strömungsfelder zu gelangen. Dabei hat sich gezeigt, dass maßgeblich der zeitgenau vermessene statische Druck der wesentliche Parameter für die Beurteilung der Interaktion der Beschaukelung ist.

In der in der Einleitung diskutierten Literatur wird im Zusammenhang mit den instationären Schaufelkräften generell zwischen dem Potentialfeld und den viskosen Nachläufen der Beschaukelung unterschieden. Das ist irreführend.

Es ist erheblich einfacher und klarer, sich die Strömungsfelder der Beschaukelung als Feld des statischen Druckes und des Gesamtdruckes vorzustellen. Die Stufen des NGV Dresden sind als Repetierstufen ausgelegt, so dass in jeder Stufe die Geschwindigkeitsdreiecke und auch die Beträge der Geschwindigkeiten gleich sind. Daher sind auch die dynamischen Drücke an vergleichbaren Stellen (z.B. in der Zuströmung der Laufgitter jeder Stufe) jeweils ähnlich. Zudem werden die instationären Druckkräfte an der Beschaukelung aus den zeitgenauen statischen Wanddrücken berechnet. Da diese im Bereich von 10% bis 90% der Sehnenlänge vermessen werden, ist der Einfluss der Staupunkte gering. Daher ist es ausreichend, sich auf den statischen Druck zu konzentrieren. Die hier durchgeführten Untersuchungen beschränken sich auf den Mittelschnitt der Beschaukelung, so dass die Einflüsse der naben- und gehäusenahen Sekundärströmung weitgehend vernachlässigt werden können.

### 6.1.2 Beeinflussung der Abströmung einer Schaufelreihe

Die Zuströmung einer Schaufelreihe ist geprägt vom Aufstau vor den Schaufelvorderkanten und der größten Beschleunigung der Strömung auf der Saugseite. Dieses Strömungsfeld beeinflusst die Abströmung der stromauf liegenden Schaufelreihe maßgeblich. Man findet auch in Veröffentlichungen zu gegenläufigen Luftschrauben, dass im Verlauf der Strömungsparameter die erste Harmonische der Blattfolgefrequenz dominiert, auch wenn das Teilungsverhältnis  $t/l$  sehr große Werte annimmt (siehe Söhngen [80]).

Nahe der Vorderkanten der Schaufelreihe findet man durch die Beschleunigung der Strömung auf der Saugseite das Minimum des statischen Druckes, die sogenannte Saugspitze. Deren Lage ist abhängig von der Schaufelauslegung ("front-loaded" oder "aft-loaded") und wandert betriebspunktabhängig, so dass es bei entdrosseltem Verdichter schon nahe der Vorderkante geringere höherharmonische Anteile des statischen Druckes gibt als bei gedrosseltem Verdichter.

Die hier diskutierten Ergebnisse aus den Vermessungen zeigen diese Effekte im statischen Druck sehr deutlich. Dabei ähnelt mit zunehmendem Axialabstand von der Vorderkante der Umfangs- bzw. Zeitverlauf des statischen Druckes immer mehr einer Cosinus-Funktion. Das heißt, dass die höherharmonischen Schwankungen stark abnehmen und in der Amplitude eine Größenordnung unter der Blattfolgefrequenz liegen. Für die instationäre Beeinflussung der stromauf liegenden Schaufelreihe bedeutet das, dass die maßgebliche Beeinflussung der instationären Kräfte durch das Potentialfeld der stromab liegenden Schaufelreihen mit der ersten Harmonischen der Blattfolgefrequenz erfolgt.

Das ist für die zeitlich gemittelten Strömungsparameter in der Abströmung der Laufschaufeln in den Abbildungen 4.3 bis 4.5, sowie 4.8 und 4.10 deutlich zu erkennen.

Für die Leitschaufeln wird das anhand der zeitlichen Verläufe in Abbildung 4.24 ebenfalls deutlich. Die in den Abbildungen 4.25 und 4.26 dargestellten Spektren und spektralen Anteile für den Auslegungspunkt bestätigen das Verhalten ebenfalls.

Die Ausbreitung des Potentialfeldes erfolgt von den Vorderkanten der Schaufelreihen über den Axialspalt in nahezu axialer Richtung stromauf. Dominierende Effekte sind dabei der Staupunkt (im Mittelschnitt gesehen) bzw. die Staulinie (bei räumlicher Betrachtung der Schaufel) an der Vorderkante und das Druckminimum im Bereich der Saugseite. Im Bereich des Staupunktes ist der statische Druck hoch, während er im Bereich der höchsten Beschleunigung der Strömung im saugseitigen Bereich der Vorderkante gering ist. Über die Passage bis zur nächsten Schaufelvorderkante (in Umfangs- bzw. Zeitrichtung) nimmt der statische Druck wieder zu. Unabhängig von der Schaufelteilung ergibt dieser Verlauf im Gegensatz zur Nachlaufdelle der Leitreihe stromauf immer einen nahezu cosinus-förmigen Verlauf der Strömungsparameter in der Abströmung der stromauf liegenden Schaufelreihe mit geringeren Anteilen der Höherharmonischen. Die Druckabnahme vom Staupunkt stromauf entlang der Staustromlinie erfolgt mit einer hyperbolischen Funktion, wobei die vermessenen Bereiche im Axialspalt den Bereich mit geringeren Gradienten zeigen.

Zur stromauf gerichteten Struktur der Potentialfelder gehört auch die stromab gerichtete Struktur.

### 6.1.3 Beeinflussung der Zuströmung einer Schaufelreihe

In der Abströmung an der Hinterkante haben die Potentialfelder keine so großen Unterschiede im statischen Druck zwischen Saugseite und Druckseite wie in der Zuströmung an der Vorderkante. Allerdings bildet sich direkt an der Hinterkante ebenfalls ein Staupunkt aus. Dieser ist ebenfalls dadurch gekennzeichnet, dass an der Schaufelhinterkante der statische Druck gleich dem Gesamtdruck ist, weil im Staupunkt keine Strömungsgeschwindigkeit existiert.

Durch den Impulsverlust innerhalb der Grenzschicht weist die Abströmung gegenüber der Zuströmung einen Gesamtdruckverlust auf, so dass der hintere Staupunkt im Allgemeinen auch einen geringeren statischen Druck aufweist als der vordere Staupunkt derselben Schaufel. Dieser Effekt tritt bei den Leitschaufeln zutage.

Der hintere Staupunkt der Laufschaufeln weicht von diesem Verhalten dadurch ab, dass innerhalb der Laufreihe durch deren Umfangsbewegung der Strömung Arbeit zugeführt wird und auf diese Weise eine Erhöhung des Gesamtdruckes erfolgt. Daher wirkt sich auch der hintere Staupunkt in der Abströmung der Laufschaufeln stärker auf die instationäre Zuströmung der stromab liegenden

Schaufelreihe aus, als das bei den Leitschaufeln der Fall ist.

Die zeitlichen Verläufe in der Zuströmung der Leitschaufeln zeigen, ebenso wie die Umfangsverläufe in der Zuströmung der Laufschaufeln, dass sich das mit dem hinteren Staupunkt und dem viskosen Nachlauf verbundene Maximum des statischen Druckes sowie das Gesamtdruckminimum entlang der jeweiligen Staustromlinie ausbreiten.

Was allerdings von besonderer Bedeutung an dem hinteren Staupunkt ist, ist die Korrelation seiner Form mit der Form der Nachlaufdelle. In der Abströmung der Leitschaufeln verliert die Nachlaufströmung rasch ihre impulsartige Form, so dass in der Umfangsverteilung mit zunehmendem Axialabstand vom Staupunkt die erste Harmonische der Blattfolgefrequenz dominiert. Aus diesem Grund funktioniert die Dämpfung der instationären Kraftamplituden durch Clocking auf den Laufschaufeln so hervorragend, dass man mit bestimmten Leitgitterkonfigurationen die instationären Kraftschwankungen nahezu vollständig auslöschen kann. Höherharmonische Anteile sind recht gering. Es hat sich aber auch gezeigt, dass die Nachlaufdellen-Breite über den Axialspalt nahezu konstant bleibt, während die Tiefe der Nachlaufdelle stark abnimmt.

Ein weiterer Aspekt, der geringe Anteile der Höherharmonischen der Blattfolgefrequenz begünstigt, ist, dass die Leitschaufeln eine höhere Schaufelzahl haben als die Laufschaufeln. Daher ist die Nachlaufdelle der Leitschaufeln in Bezug auf die Teilung des Gitters bei vergleichbarer Grenzschichtentwicklung bei den Leitschaufeln breiter als bei den Laufschaufeln. Das trägt zur Erklärung der Dominanz der ersten Blattfolgefrequenz in der Zuströmung der Laufschaufeln bei. Zweite und dritte Harmonische treten in den Druck- und Kraftverläufen auch auf, haben aber geringere Auswirkung auf die instationären Kräfte auf den Laufschaufeln, als das bei den Leitschaufeln der Fall ist.

Für die Leitschaufeln konnte nachgewiesen werden, dass sowohl die dritte Harmonische, als auch die erste Harmonische der Blattfolgefrequenz einen erheblichen Beitrag zu den instationären Druckverteilungen und damit auch zu den instationären Schaufelkräften liefern. Aufgrund der eben diskutierten Zusammenhänge sind die Ursachen der dritten Harmonischen in den Druckverläufen auf den Leitschaufeln hauptsächlich die Nachlaufdellen, bzw. die hinteren Staupunkte der stromauf liegenden Laufschaufelreihe, während die erste Harmonische der Blattfolgefrequenz hauptsächlich in den vorderen Staupunkten der stromab liegenden Schaufelreihe ihren Ursprung hat.

In Abbildung 4.19 ist das für die Zuströmung von Stator 1 und in Abbildung 4.26 für die Abströmung von Stator 1 deutlich zu erkennen. Die erste Harmonische zeigt in der Zuströmung relativ geringe Werte (Abbildung 4.19(a)), verglichen mit der Abströmung (Abbildung 4.26(a)). Die Amplituden nehmen von der Hinterkante von Rotor 1 zur Vorderkante von Rotor 2 hin deutlich zu. Für die dritte Harmonische ist der Trend genau umgekehrt (vgl. Abbildungen 4.19(c) und 4.26(c)). Auch hier gilt, dass die Druckabnahme vom Staupunkt stromab entlang der Staustromlinie mit einem hyperbolischen Verlauf erfolgt, wobei die vermessenen Bereiche im Axialspalt auch hier den Bereich mit geringeren Gradienten zeigen.

Wie der Zusammenhang zwischen den relativ zueinander bewegten Druckfeldern der Schaufeln und den aus dieser Interaktion resultierenden instationären Kräften an den Schaufeln beschrieben werden kann, wird im folgenden Abschnitt erläutert.

#### 6.1.4 Analytische Beschreibung der Potentialfelder

Zeitliche Änderungen des Druckes werden nach Commerford und Carta [12] und Adamczyk [3] mit Schallgeschwindigkeit relativ zur umgebenden Strömung übertragen. Allerdings zeigen sowohl die Messdaten des Strömungsfeldes, als auch die der instationären Druckverteilungen, dass sich das aus der Beschaukelung resultierende Potentialfeld in seiner druckwellenförmigen Struktur durch Interferenz so ausbildet, dass die Wellenfronten der ersten Harmonischen der Blattfolgefrequenz jeweils etwa entlang der stationären Stromlinien ausgerichtet sind. Das Verhalten ist für die Clocking-Konfiguration MID und LE sowohl für die Laufschaufeln als auch für die Leitschaufeln vergleichbar.

Diese Erkenntnis beruht auf der Analyse der Phasenlage zwischen Druck- und Saugseite der Lauf- und Leitschaufeln der ersten und dritten Stufe sowie der Leitschaufel der vierten Stufe. Die Phasendifferenz wurde dabei aus den komplexen Zeigern der FFT der mit derselben Zeitbasis vermessenen

Sensordaten berechnet. Die gleiche Zeitbasis wird durch einen optischen Trigger (Abschnitt 2.4.3) sichergestellt.

Die Abbildungen 5.18(e), 5.19(e), 5.20(e) und 5.21(e) zeigen die Ergebnisse für die Laufschaufeln. Dass die Phasendifferenz  $\Delta\varphi_{SS-DS,1}$  der ersten Harmonischen der Blattfolgefrequenz für jeden Sensor mit der theoretischen Kurve für die Phasendifferenz beim Durchschneiden einer der Profilskelettlinie entsprechenden Druckwelle entsteht, kann demnach als nachgewiesen gelten. Die Phasendifferenz wird dabei zum großen Teil durch die örtliche Schaufeldicke verursacht. Die Profilskelettlinie entspricht dabei etwa den stationären Stromlinien im Bezugssystem der Schaufeln (Relativsystem der Laufschaufeln und Absolutsystem der Leitschaufeln).

Auf eine genaue Analyse des Verhaltens der Höherharmonischen wird, mit Ausnahme der dritten Harmonischen aus Gründen des Umfanges verzichtet. Nähere Analysen sind mit den im Folgenden vorgestellten Methoden analog durchführbar. Der mathematische Aufwand steigt allerdings, insbesondere wenn die gegenseitige Überlagerung berücksichtigt wird.

Die Ausrichtung der Druckwellen entlang der Schaufelskelettlinien ist durch den Verlauf der Phasendifferenz der instationären Druckverläufe zwischen Saug- und Druckseite der Lauf- wie auch der Leitreiben bestätigt worden. Die Ergebnisse werden in Abschnitt 5.2.1.5 für die Laufschaufeln der ersten und dritten Stufe zusammengefasst und diskutiert. Im Abschnitt 5.2.2.3 erfolgt die Diskussion der entsprechenden Ergebnisse aus der Vermessung der instationären Druckverteilungen der Leitschaufeln der ersten und dritten Stufe. Dort wurden auch die Ergebnisse aus der Vermessung der vierten Stufe mit vorgestellt, die noch aus dem Projekt "Instationäre Kräfte und Grenzschichtverhalten an Beschauelungen eines Niedergeschwindigkeits-Axialverdichters" im DFG-Verbundvorhaben "Periodisch instationäre Strömung in Turbomaschinen" stammen, die ebenfalls das geschilderte Verhalten bestätigen. Die Leitgitterkonfiguration in Aufbau 2 bzw. 2-08 (vgl. Abschnitt 2.1) entspricht dabei der Referenzkonfiguration REF.

Die Abbildungen 5.28(e), 5.29(e), 5.30(e), 5.31(e) und 5.32(e) zeigen, dass sich die Phasendifferenz der ersten Harmonischen der Blattfolgefrequenz analog verhält wie bei den Laufschaufeln. Die Druckwellen, die sich über die Leitschaufeln etwa mit der Umfangsgeschwindigkeit bewegen liegen etwa parallel zur Profilskelettlinie bzw. der zugehörigen Stromlinie, wie es schon bei den Laufschaufeln nachgewiesen werden konnte.

Allerdings tritt hier ein Effekt auf, der der Intuition gravierend zu widersprechen scheint. Die Phasendifferenz aus den Sensorsignalen ist genau entgegengesetzt der Phasendifferenz, die sich ergibt, wenn sich die Störung von der Druckseite zur Saugseite bewegen würde. Die Bewegungsrichtung der durch die Laufgitter hervorgerufenen Druckwellen, die wiederum die instationären Druckschwankungen auf den Leitschaufeln hervorrufen, wäre also genau entgegengesetzt zu der Bewegungsrichtung der Laufschaufeln. Die Beträge der Umfangsgeschwindigkeiten von Druckwellen und Laufschaufeln wären allerdings gleich.

Um sich die Interaktion der Druckfelder der Beschauelung besser vorstellen zu können, muss man dieses Verhalten aus einer stark vereinfachten, analytisch lösbaren, mathematischen Beschreibung der vermessenen Phänomene herleiten.

Trifft man die folgenden Vereinfachungen, erhält man eine zweidimensionale Beschreibung einer ebenen einstufigen Turbomaschine und kann anhand einfacher Gleichungen die Interaktion der Druckfelder mit der ersten Harmonischen der Blattfolgefrequenz nachbilden und ihre Auswirkungen auf die Schaufelkräfte beschreiben und analysieren.

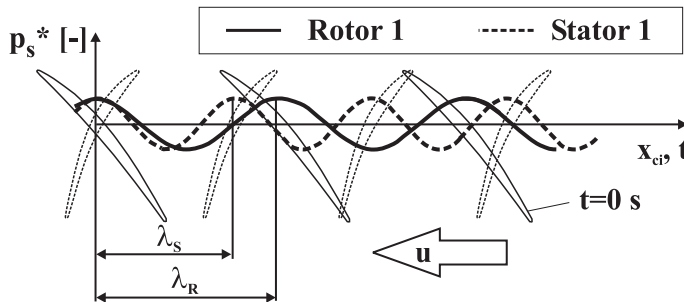
1. Lauf- und Leitschaufel befinden sich auf der selben Geraden und haben keine räumliche Ausdehnung (vgl. Abbildung 6.1).
2. Ihre Staupunkte fallen damit zusammen und liegen ebenfalls auf der Geraden.
3. Die Laufschaufeln bewegen sich entlang der Geraden in negative Umfangsrichtung, während die Leitschaufeln jeweils eine feste Position besitzen.
4. Die Teilungsverhältnisse entsprechen dem NGV Dresden.
5. Die Staupunkte der beiden Schaufelreihen verursachen jeweils eine harmonische Schwingung gleicher Amplitude, aber unterschiedlicher Wellenlänge (entsprechend der Schaufelteilung).

6. Die harmonischen Schwingungen sind voneinander unabhängig, beeinflussen sich also gegenseitig nicht.

Alle Punkte sind leicht nachzuvollziehen, ausgenommen der 6. Der statische Druck sowohl im vorderen als auch im hinteren Staupunkt einer Schaufel wird durch die sich stromauf bzw. stromab bewegenden Schaufelreihen beeinflusst. Allerdings nimmt der Einfluss mit zunehmendem Axialspalt auf der Staustromlinie hyperbolisch ab. Das ist in den Messdaten des statischen Druckes in Abbildung 4.17 und 4.23 für den Auslegungspunkt deutlich zu erkennen. Die Druckschwankungen liegen in der Zuströmung etwa eine Größenordnung unter der, die an den Vorderkanten von Stator 1 in Umfangsrichtung von der ersten Leitreihe selbst hervorgerufen werden.

Das führt direkt zur 5. Vereinfachung. Die Annahme der gleichen Amplitude beider Elementarschwingungen ist die Voraussetzung einer reinen Schwebung. Damit führen die Gleichungen zu einer einfachen analytischen Beschreibung der Schwebung. Wellenlänge, Gruppengeschwindigkeit und Einhüllende können damit durch einfache Umformung dargestellt werden. Für genauere Analysen ist es erforderlich zumindest die unterschiedlichen Amplituden der Elementarwellen zu berücksichtigen (Vereinfachung 5). In der Realität unterscheiden sich die Druckamplituden, wie eben schon erwähnt, um etwa eine Größenordnung. Damit liegt eine unreine Schwebung vor (Kuchling [47]). Die grundsätzlichen Effekte von reiner und unreiner Schwebung sind vergleichbar. Allerdings können Wellenlänge, Gruppengeschwindigkeit und Einhüllende für die unreine Schwebung nicht mehr durch eine einfache Umformung dargestellt werden. Um die instationäre Interaktion der Druckfelder der Schaufelreihen qualitativ und v.a. verständlich zu beschreiben sind die getroffenen Vereinfachungen, insbesondere Vereinfachung 5 sehr wichtig und die damit verbundenen Ungenauigkeiten zugunsten des Verständnisses akzeptabel.

Aus den sechs Annahmen kann für die durch die Laufschaufeln hervorgerufenen Druckschwankun-



**Abbildung 6.1** – Schema der Verdichterstufe und der ersten harmonischen Schwingung, ortsabhängig für den Stator, orts- und zeitabhängig für den Rotor

gen Gleichung 6.1 und für die aus den Leitschaufeln resultierenden Druckschwankungen Gleichung 6.2 aufgestellt werden. Beide Gleichungen können, für nicht gekoppelte Schwingungen addiert werden, so dass man Gleichung 6.3 erhält.

$\lambda_R$  und  $\lambda_S$  sind dabei die Wellenlängen der harmonischen Schwingungen des statischen Druckes,  $\omega_R$  und  $\omega_S$  die entsprechenden Kreisfrequenzen. Je nachdem, ob man das Absolut- oder Relativsystem betrachtet, werden dabei die Umfangsgeschwindigkeiten  $u_R$  und  $u_S$  definiert, während  $x_{ci}$  seine Orientierung behalten soll. Vorerst können die Gleichungen allgemein entwickelt werden, um durch Einsetzen der Geschwindigkeiten dann die beiden Koordinatensysteme betrachten zu können.

Die Addition beider harmonischer Schwingungen ergibt Gleichung 6.3. Nach Orear [72] ist es von Vorteil für die anschließende Umformung, die mittlere Wellenzahl  $\bar{k}$ , die mittlere Kreisfrequenz  $\bar{\omega}$  sowie Wellenzahldifferenz  $\Delta k$  und die Differenz der Kreisfrequenzen der Elementarwellen  $\Delta\omega$  zu bilden und die Gleichung 6.3 entsprechend zu 6.4 umzuformen.

Dadurch erhält man Gleichung 6.5, als Term der ausschließlich die Differenzen der Wellenzahlen und Kreisfrequenzen enthält. Gleichung 6.5 beschreibt die Einhüllende der, durch die Relativbewegung der beiden Elementarwellen hervorgerufenen, Schwebung. Diese Einhüllende bzw. das

Muster der Schwebung wird auch als Gruppe bezeichnet. Mit den Differenzen der Wellenzahlen und Kreisfrequenzen kann man diese Gleichung zu Gleichung 6.6 ausformulieren.

Leitet man die Gleichung nach dem Weg ab, erhält man das Maximum der Gruppe. Wird also der Term in der eckigen Klammer von Gleichung 6.6 zu 0 gesetzt, erhält man nach kurzer Umformung die Geschwindigkeit der Gruppen entlang von  $x_{ci}$ . Die in Gleichung 6.7 abgeleitete Gruppengeschwindigkeit ist demnach für die getroffenen Annahmen ausschließlich eine Funktion der Umfangsgeschwindigkeit und der Schaufelteilungen in Form der Wellenlängen der Schwingungen. Damit kann man bei einer Drehzahl die Gruppengeschwindigkeit in Abhängigkeit des Schaufelzahlverhältnisses angeben.

Die Wellenlänge und die Frequenz der Schwebung können mit den Gleichungen 6.8 und 6.9 berechnet werden. In der Akustik wird die Frequenz der Schwebung noch mit dem Faktor 2 in Gleichung 6.9 berechnet, weil die wahrgenommene Tonänderung der doppelten Gruppenfrequenz entspricht.

$$\tilde{p}_{s,R} = \hat{p}_{s,0,R} \cos \left[ \frac{2\pi}{\lambda_R} (x_{ci} + u_R t) \right] \quad (6.1)$$

$$\tilde{p}_{s,S} = \hat{p}_{s,0,S} \cos \left[ \frac{2\pi}{\lambda_S} (x_{ci} + u_S t) \right] \quad (6.2)$$

$$\tilde{p}_s = \hat{p}_{s,0,R} \cos \left[ \frac{2\pi}{\lambda_R} (x_{ci} + u_R t) \right] + \hat{p}_{s,0,S} \cos \left[ \frac{2\pi}{\lambda_S} (x_{ci} + u_S t) \right] \quad (6.3)$$

$$k_R = \frac{2\pi}{\lambda_R}; \quad k_S = \frac{2\pi}{\lambda_S}$$

$$\omega_R = 2\pi \frac{u_R}{\lambda_R}; \quad \omega_S = 2\pi \frac{u_S}{\lambda_S}$$

$$\bar{k} = \frac{k_R + k_S}{2}; \quad \Delta k = \frac{k_R - k_S}{2}$$

$$\bar{\omega} = \frac{\omega_R + \omega_S}{2}; \quad \Delta\omega = \frac{\omega_R - \omega_S}{2}$$

$$\begin{aligned} \hat{p}_{s,0,R} &= \hat{p}_{s,0,S} = 1 \\ \tilde{p}_s &= 2 \cos [\Delta k x_{ci} + \Delta\omega t] \cos [\bar{k} x_{ci} + \bar{\omega} t] \end{aligned} \quad (6.4)$$

$$\tilde{p}_{s,Gr} = 2 \cos [\Delta k x_{ci} + \Delta\omega t] \quad (6.5)$$

$$= 2 \cos \left[ \pi \frac{\lambda_S - \lambda_R}{\lambda_R \lambda_S} x_{ci} + \pi \frac{u_R \lambda_S - u_S \lambda_R}{\lambda_R \lambda_S} t \right] \quad (6.6)$$

$$\frac{x_{ci}}{t} = u_{Gr} = \frac{u_S \lambda_R - u_R \lambda_S}{\lambda_S - \lambda_R} \quad (6.7)$$

$$\lambda_{Gr} = \frac{2\lambda_R \lambda_S}{\lambda_S - \lambda_R} \quad (6.8)$$

$$f_{Gr} = \frac{u_{Gr}}{\lambda_{Gr}} = \frac{u_R \lambda_S - u_S \lambda_R}{2\lambda_R \lambda_S} \quad (6.9)$$

Für den (tatsächlich vorliegenden) Fall der unreinen Schwebung ändert sich bis zur Gleichung 6.3 nichts. Die weiteren Umformungen aber bedingen gleiche Amplituden, sind bei der unreinen Schwebung also nicht anwendbar. Es ergibt sich nach Kuchling [47] zum einen, dass die Amplitude der aus beiden Elementarwellen resultierenden Schwebung nur noch Minima durchläuft. Die Gruppenamplitude wird im Gegensatz zur reinen Schwebung (Gleichung 6.5) nie null. Weiterhin ist die Schwingungsdauer der unreinen Schwebung nicht konstant. Sie schwankt periodisch, hat ihr Minimum im Amplitudenmaximum und ihr Maximum im Amplitudenminimum.

### 6.1.5 Instationäre Drücke auf den Leitschaufeln

Der eigentliche Grund der Modellbildung war, zu überprüfen, ob die auftretenden Phasendifferenzen der ersten Harmonischen von einer einfachen Theorie bestätigt werden können. Insbesondere die der Logik widersprechende Bewegung der Druckwellen entgegen der Drehrichtung der Laufschaufeln war hier von Interesse.



Man kann nun einfach Gleichung 6.3 nutzen, um sich für die Schaufeldicke der Leitschaufeln bei  $x/l = 50\%$  die aus der Modellgleichung resultierenden Zeitverläufe für Druck- und Saugseite darzustellen. Dazu betrachtet man das Absolutsystem. Die Umfangskoordinate  $x_{ci}$  ist entsprechend Abbildung 6.1 definiert. Daher sind die Geschwindigkeiten  $u_S = 0$  und  $u_R = -u$ . Dabei ist  $u$  der Betrag der Umfangsgeschwindigkeit.

Man erhält somit aus Gleichung 6.3 die Gleichung 6.10 für die Beschreibung des Druckverlaufes im Absolutsystem. Daraus kann der Zeit- und Umfangsverlauf der Schwebung als Gleichung 6.11 isoliert werden. Die Gruppengeschwindigkeit kann mit Gleichung 6.12 berechnet werden. Die Wellenlänge der Schwebung ist nach Gleichung 6.8 unabhängig vom Bezugssystem. Die Frequenz der Gruppe im Absolutsystem kann mit Gleichung 6.13 bestimmt werden. Abhängig von der jeweiligen Harmonischen der Blattfolgefrequenz können nun die entsprechenden Wellenlängen in die Gleichungen eingesetzt werden. In der akustischen Beurteilung ist zu beachten, dass die Schwebungsfrequenz der doppelten Gruppenfrequenz, also nach Gleichung 6.13 der Blattfolgefrequenz der Laufschaufeln im Absolutsystem  $BFF_R$  entspricht.

$$\tilde{p}_{s,Abs} = \hat{p}_{s,0,R} \cos \left[ \frac{2\pi}{\lambda_R} (x_{ci} - ut) \right] + \hat{p}_{s,0,S} \cos \left[ \frac{2\pi}{\lambda_S} (x_{ci}) \right] \quad (6.10)$$

$$\tilde{p}_{s,Gr,Abs} = 2 \cos \left[ \pi \frac{\lambda_S - \lambda_R}{\lambda_R \lambda_S} x_{ci} - \pi \frac{u}{\lambda_R} t \right] \quad (6.11)$$

$$\frac{x_{ci}}{t} = u_{Gr,Abs} = \frac{u}{1 - \frac{\lambda_R}{\lambda_S}} \quad (6.12)$$

$$f_{Gr,Abs} = \left| \frac{u_{Gr,Abs}}{\lambda_{Gr}} \right| = \left| \frac{u}{2\lambda_R} \right| = \frac{BFF_R}{2} \quad (6.13)$$

Die zeitlichen Verläufe des statischen Druckes können mit Gleichung 6.10 für Saug- und Druckseite für alle Umfangspositionen ( $x_{ci}$ ) berechnet werden. Man sieht in Abbildung 6.2, dass tatsächlich der Druckverlauf auf der Saugseite dem auf der Druckseite vor eilt. Die Zeitdifferenz zwischen den Druckverläufen beträgt  $t/T_S = 0.2$  und die daraus resultierende Phasendifferenz  $72^\circ$ .

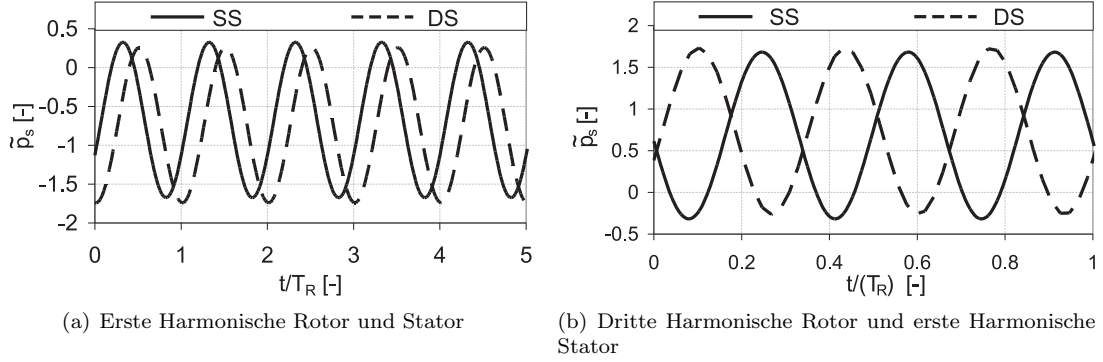
Dieses Verhalten und ein vergleichbarer Phasenwinkel (allerdings für die aus allen Harmonischen resultierenden Druckschwankungen) wurde schon bei Mailach [56] und Mailach und Vogeler [63] bzw. Mailach [57] anhand der zeitlichen Verläufe des statischen Wanddruckes beschrieben und findet hier seine Bestätigung und Erklärung in der Relativbewegung der Druckfelder von Lauf- und Leitschaufeln.

Das von 0 unterschiedliche Niveau des zeitlichen Mittelwertes der Druckverläufe in Abbildung 6.2(a) resultiert nicht nur aus dem Druckverlauf der ortsfesten Elementarwelle im stationären System  $\tilde{p}_{s,S}$ . Seine Ursache liegt auch in der Überlagerung der Elementarwellen und der resultierenden Schwebung. Diese Effekte werden im Abschnitt 6.1.7 diskutiert. Die Koordinaten für Saug- und Druckseite sind  $x_{ci,SS} = -0.9\pi m$  und  $x_{ci,DS} = -0.9\pi m + 0.01303m$ . Bei anderen Werten stellt sich eine größere Differenz des zeitlichen Mittelwertes zwischen DS und SS ein. Die Differenz  $x_{ci,DS} - x_{ci,SS}$  entspricht der Schaufeldicke der Leitschaufeln bei  $x/l = 50\%$ . An dieser Stelle werden auch die entsprechenden Daten bei Mailach [56] und Mailach und Vogeler [63] bzw. Mailach [57] diskutiert, so dass sie direkt vergleichbar sind.

Die Phasendifferenz von  $\Delta\phi_{SS-DS} = 72^\circ$  (entspricht  $\Delta t/T_R = 0.2$ ) für die erste Harmonische ist auch vergleichbar mit den in Abbildung 5.28(e) und 5.29(e) dargestellten Werten. Auch in der dritten und vierten Stufe sind die Werte für die erste Harmonische der Blattfolgefrequenz  $BFF_R$  vergleichbar (Abbildungen 5.30(e), 5.31(e) und 5.32(e)). Die Zahlenwerte aus den Messdaten schwanken je nach Leitgitterkonfiguration für die erste Harmonische zwischen  $58^\circ$  und  $68^\circ$ .

In Abbildung 6.2(b) sind die Zeitverläufe des modellierten statischen Druckes der dritten Harmonischen der Blattfolgefrequenz  $BFF_R$  und der ersten Harmonischen der Blattfolgefrequenz  $BFF_S$  für die gleichen Positionen wie bei Abbildung 6.2(a) dargestellt. Der Grad der Harmonischen der Blattfolgefrequenz der Leitschaufeln spielt für die Phasendifferenz dabei keine Rolle, es ist nur die Harmonische der Blattfolgefrequenz der Laufschaufeln von Bedeutung. Die Wellenlänge der dritten Harmonischen beträgt ein Drittel der ersten Harmonischen, die Frequenz entspricht also der dreifachen Blattfolgefrequenz  $BFF_R$ .

Die Phasendifferenz hat sich zur ersten Harmonischen deutlich geändert. Die zeitliche Differenz zwischen Druck- und Saugseite beträgt  $\Delta t/(T_R/3) = -0.44$ , was einer Phasendifferenz von  $\Delta\phi_{SS-DS} = -158^\circ$  entspricht. Das Ergebnis wird von den Abbildungen 5.28(e) und 5.29(e) bestätigt. Die Zahlenwerte aus den Messdaten ergeben auf Stator 1  $-145^\circ$  und auf Stator 3  $-118^\circ$  bis  $-133^\circ$ , je nach Leitgitterkonfiguration.



**Abbildung 6.2** – Modellierter Zeitverlauf des Druckes an den auf der NGV-Leitschaufel bei  $x/l = 50\%$  entsprechenden zwei Positionen von Druck- und Saugseite, MS

Das führt zu dem paradoxen Verhalten, dass die “Druckwellen“ der dritten Harmonischen nicht mit der Umfangsgeschwindigkeit  $u$  umzulaufen scheinen. Dieses Verhalten wird durch die Überlagerung der Harmonischen von Lauf- und Leitschaufeln hervorgerufen, aus deren Relativbewegung eine umlaufende Schwebung entsteht.

Bei der dritten Harmonischen der  $BFF_R$  in der vierten Stufe (Abbildungen 5.32(e)) zeigen sich allerdings auch deutliche Abweichungen zum Verhalten der ersten Stufe. Die Ursachen liegen vermutlich in der Interaktion der Nachläufe über mehrere Stufen. Nähere Untersuchungen dazu sind aufgrund des umfangreichen Datensatzes möglich.

#### 6.1.6 Auswirkungen auf die instationären Kräfte der Laufschaufeln

Mit dieser sehr einfachen Modellrechnung kann nun auch das Verhalten der Druckverläufe auf den Laufschaufeln korrekt beschrieben werden.

Bewegt man sich mit den Laufschaufeln, gilt Gleichung 6.3 mit  $u_R = 0$  und  $u_S = u$ , da sich das Leitgitter dann relativ zum Laufgitter in positive Richtung  $x_{ci}$  bewegt. Damit erhält man die Gleichungen 6.14 bis 6.17 sowie die vom Koordinatensystem unabhängige Wellenlänge nach Gleichung 6.8. Auch hier ist für eine eventuelle akustischen Beurteilung zu beachten, dass die Schwebungsfrequenz der doppelten Gruppenfrequenz, also nach Gleichung 6.17 der Blattfolgefrequenz der Leitschaufeln im Relativsystem  $BFF_S$  entspricht.

$$\tilde{p}_{s,Rel} = \hat{p}_{s,0,R} \cos \left[ \frac{2\pi}{\lambda_R} (x_{ci}) \right] + \hat{p}_{s,0,S} \cos \left[ \frac{2\pi}{\lambda_S} (x_{ci} + ut) \right] \quad (6.14)$$

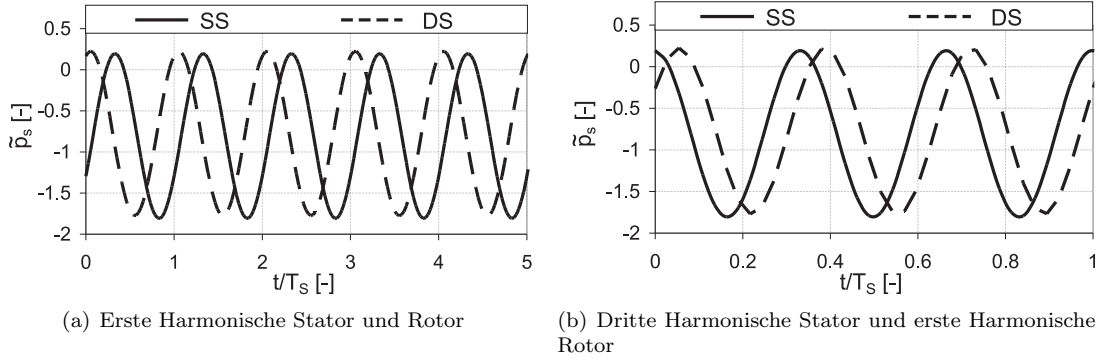
$$\tilde{p}_{s,Gr,Rel} = 2 \cos \left[ \pi \frac{\lambda_S - \lambda_R}{\lambda_R \lambda_S} x_{ci} - \pi \frac{u}{\lambda_S} t \right] \quad (6.15)$$

$$\frac{x_{ci}}{t} = u_{Gr,Rel} = \frac{u}{\frac{\lambda_S}{\lambda_R} - 1} \quad (6.16)$$

$$f_{Gr,Rel} = \left| \frac{u_{Gr,Rel}}{\lambda_{Gr}} \right| = \left| \frac{u}{2\lambda_S} \right| = \frac{BFF_S}{2} \quad (6.17)$$

Für den Zeitverlauf auf der Druck- und Saugseite der Laufschaufel kann man  $x_{ci,0,DS} = (-0.592\pi + 0)m$  und  $x_{ci,0,SS} = (-0.592 + 0.01444)m$  in Gleichung 6.14 einsetzen und erhält dann die beiden Verläufe in Abbildung 6.3 für die erste und dritte Harmonische der Blattfolgefrequenz  $BFF_S$ . Abbildung 6.3(a) zeigt, dass der Verlauf auf der Druckseite dem auf der Saugseite vorausseilt.

Dieses Verhalten bestätigt also die Phasendifferenz der ersten Harmonischen des statischen Druckes auf den Laufschaufeln aus Abschnitt 5.2.1.5 bzw. 5.2.1.5.



**Abbildung 6.3** – Modellierter Zeitverlauf des Druckes an der NGV-Laufschaukel bei  $x/l = 50\%$  entsprechenden zwei Positionen von Druck- und Saugseite, MS

Die Phasendifferenz zwischen Saugseite und Druckseite beträgt hier für die erste Harmonische der Blattfolgefrequenz  $-108^\circ$ . Dieser Wert liegt ebenfalls im Bereich wie bei Rotor 1 und 3 (Abbildungen 5.18(e), 5.19(e), 5.20(e) und 5.21(e)). Auch von Mailach [56] und Mailach und Vogeler [63] bzw. Mailach [57] wird etwa dieser Wert bestätigt, wobei dort die von den anderen Leitgittern abweichende Schaukelzahl des Vorleitgitters eine Rolle spielt.

Die dritte Harmonische zeigt in o.g. Abbildungen einen deutlich abweichenden Verlauf der Phasendifferenz. Dabei werden sowohl negative als auch positive Werte erreicht. Allerdings sind die Amplituden der dritten Harmonischen auf den Laufschaufeln so gering, dass sie von untergeordneter Bedeutung sind (Abbildungen 5.18(a), (b), 5.19(a), (b), 5.20(a), (b) und 5.21(a), (b)).

### 6.1.7 Schwebung bei Interferenz

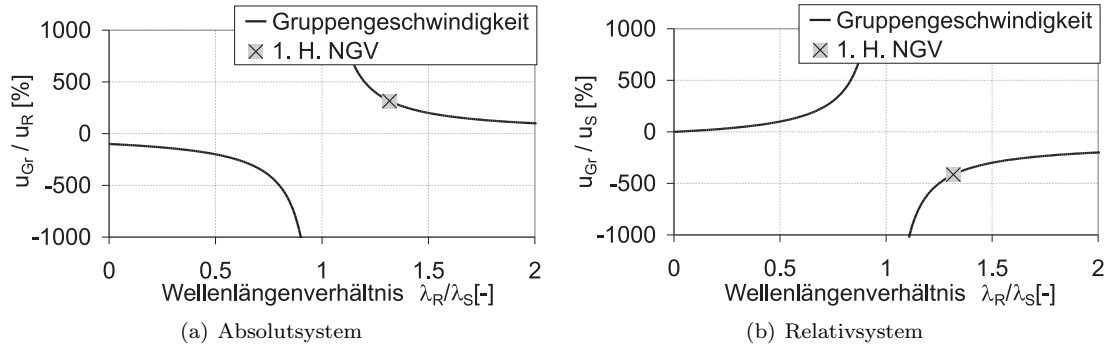
Eine wichtige Folge für das aus der in Abschnitt 6.1.4 beschriebenen eindimensionalen Turbomaschine resultierende Druckfeld ist, dass durch die Relativbewegung ihrer Schaukelreihen eine Schwebungen, die auch als Gruppe bezeichnet wird, im Druckfeld entsteht. Sie läuft mit einer von der Wellenlänge (bzw. der Schaukelzahl) sowie der Bewegungsrichtung der Elementarwellen abhängigen Richtung und Geschwindigkeit um. Man muss die Koordinatensysteme für Lauf- und Leitschaufeln beachten und erhält damit die beiden Sätze Gleichungen, die in den Kapiteln 6.1.5 und 6.1.6 abgeleitet wurden.

Das Ergebnis ist allgemein für das Verhältnis der Wellenlängen von laufender und stehender Welle und mit dem Wert für die Wellenlängen der ersten Harmonischen des NGV Dresden in Abbildung 6.4 dargestellt. Dabei geht die Gruppengeschwindigkeit gegen Unendlich bei gleicher Schaukelzahl, hat also eine Polstelle. Für die dem NGV zugrundeliegenden Schaukelzahlen ergibt sich im Absolutsystem (Abbildung 6.4(a)) für die Wellenlängen der ersten Harmonischen von Leit- und Laufreihe eine Gruppengeschwindigkeit von 315% der Umfangsgeschwindigkeit der Laufreihe. Im Relativsystem beträgt die Gruppengeschwindigkeit 415% der Umfangsgeschwindigkeit (Abbildung 6.4(b)). Die Bewegungsrichtung der Schwebung bzw. Gruppe ist also entgegen der Drehrichtung der Laufschaufeln gerichtet.

Diese Werte liegen nicht in dem Bereich von 30% bis 50% der Umfangsgeschwindigkeit für die in Verdichtern auftretenden Modalwellen (Mailach [55]). In Abschnitt 5.2.2.3 konnte aber anhand des Phasenverlaufes der dritten Harmonischen entlang der Sehnenlänge die Gruppengeschwindigkeit von 315% der Umfangsgeschwindigkeit der Laufreihe mit der entgegengesetzten Drehrichtung bei dem Wellenlängenverhältnis von  $z_S/z_R = 83/63$  bestätigt werden.

Trägt man die Gleichungen 6.10 bzw. 6.11 für einen Zeitpunkt über dem Umfang auf, erhält man den in Abbildung 6.5(a) bzw. 6.5(b) (Einhüllende der Schwebung) dargestellten Verlauf des Druckes für die Wellenlängen der ersten Harmonischen von Lauf- und Leitschaufeln. Es wird dann

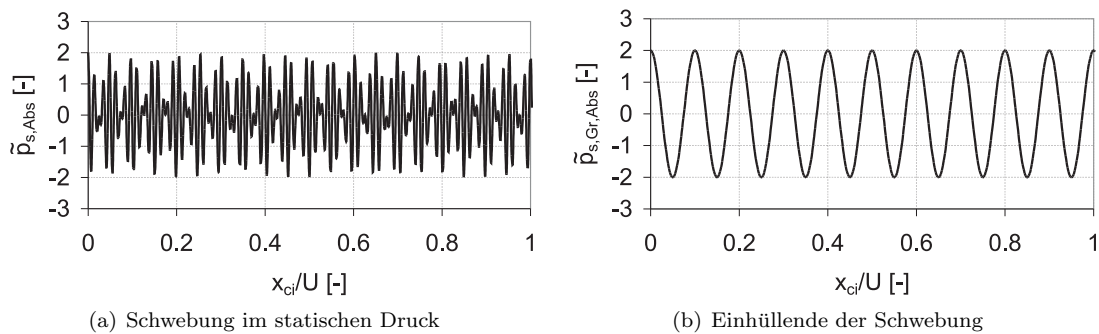
durch Abbildung 6.5(b) ersichtlich, dass die Wellenlänge der Schwebung 10% des Verdichterumfanges beträgt.



**Abbildung 6.4** – Gruppengeschwindigkeit im Verhältnis zur Umfangsgeschwindigkeit in Abhängigkeit vom Schaufelzahlverhältnis

Anhand der Gleichungen 6.13 und 6.17 ist klar ersichtlich, dass die Schwebungsfrequenzen jeweils die halbe Frequenz der Blattfolgefrequenz im betrachteten Koordinatensystem besitzen. Demzufolge müssten bei allen Messungen die aus den geraden Harmonischen entstehenden Schwebungen in die jeweiligen Harmonischen einkoppeln. Allerdings spielen sowohl die Wellenlänge als auch die Amplitude der Schwebung eine Rolle. Ist die Wellenlänge groß, gegenüber der Schaufeldicke, ist die Phasendifferenz zwischen Saug- und Druckseite gering. In Abhängigkeit der Amplituden der Elementarwellen kann auch die Amplitude der Schwebung angegeben werden.

Mit der Frequenzanalyse der Schaufeldruckverteilungen sind die Schwebungen nicht erfassbar. Je nachdem, ob man die Druckverteilungen im Absolut- oder Relativsystem an einer festen Umfangsposition (Sensorposition) analysiert, erhält man nur die Amplituden und Phasenlage der jeweiligen Elementarwellen, die aus dem relativ zum betrachteten Koordinatensystem rotierenden Schaufelgitter resultiert. Auch in einer Frequenzanalyse der Umfangsverteilung zu einem festen Zeitpunkt findet man nur Amplitude und Phase der beiden Elementarwellen.



**Abbildung 6.5** – Schwebung und Einhüllende der Schwebung im statischen Druck für die Überlagerung der ersten Harmonischen von Lauf- und Leitschaufeln

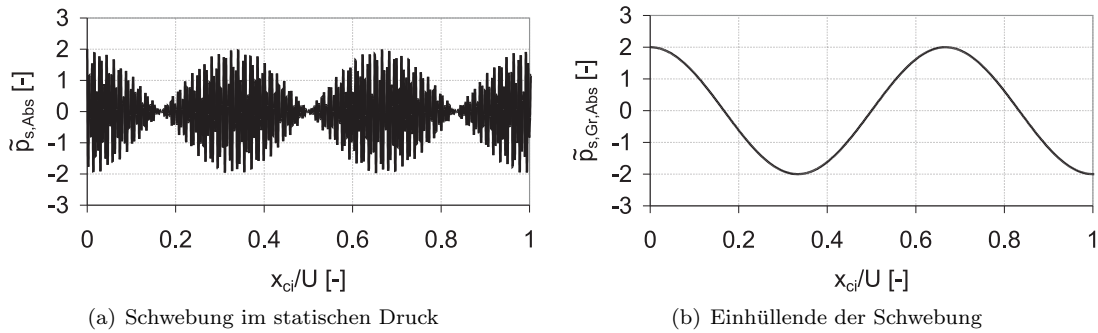
Die Schwebungen aus den ungeraden Harmonischen zeigen daher weder auf den Leitschaufeln noch auf den Laufschaufeln eine Auswirkung in Form einer Spektrallinie. Durch die Ensemblemitteilung werden zudem diese Anteile der Signale unterdrückt, so dass die Rohdaten unter diesem Aspekt noch einmal untersucht werden sollten.

Die Überlagerung der ersten Harmonischen von Leit- und Laufschaufeln zeigt jedenfalls in Form der Phasendifferenz zwischen Druck- und Saugseite bei 50% Schaufeltiefe eine beeindruckende Übereinstimmung mit den Messergebnissen.

Dass bei der halben Blattfolgefrequenz auch in den Rohdaten keine nennenswerten Amplituden in den Druck- und Kraftverläufen festzustellen sind, kann man sich wie bereits geschildert erklären. Allerdings wurden von verschiedenen Autoren bedeutende instationäre Druckfluktuationen bei nicht ganzzahligen (bzw. halben) Vielfachen der Blattfolgefrequenzen festgestellt (siehe Owczarek [73]).

Hier soll noch das Beispiel der Überlagerung der vierten Harmonischen der  $BFF_R$  und der dritten Harmonischen der  $BFF_S$  diskutiert werden. Diese Kombination führt aufgrund der geringen Wellenlängendifferenz der Elementarwellen zu einer besonders ausgeprägten Schwebung, die im Absolutsystem mit der zweiten Harmonischen der  $BFF_R$  auftritt. Der Zeitverlauf und die Einhüllende über einen Umfang in Abbildung 6.6(a) und 6.6(b) zeigen eine Wellenlänge von zwei Drittel des Verdichterumfangs.

Die Ursache der geringen Wellenlängendifferenz liegt darin, dass die Schaufelzahlen sich verhalten wie  $z_S/z_R = 83/63 \approx 4/3$ . Das verwendete zweidimensionale Modell berücksichtigt keine höher-



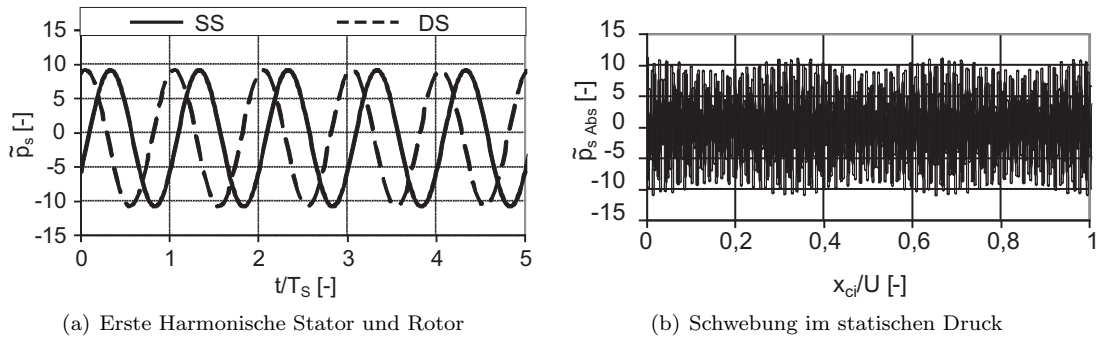
**Abbildung 6.6** – Schwebung und Einhüllende der Schwebung im statischen Druck für die Überlagerung der vierten Harmonischen der Leitschaufeln mit der dritten Harmonischen der Laufschaufeln

harmonische Anteile, die aber als separate Cosinus-Terme problemlos addiert werden können. Die Einzelterme können übersichtlich auf drei Dimensionen des Raumes erweitert werden, wobei Amplitudenverläufe in radialer und axialer Richtung ebenso wie Dämpfungsglieder und Kopplung berücksichtigt werden können. Damit werden die in der Realität vorhandenen unterschiedlichen Amplituden der interferierenden Elementarwellen berücksichtigt. Durch numerische Simulationen und Experimente können dann die einzelnen Parameter identifiziert werden.

Mit numerischen Simulationen ist man heute in der Lage, das Druckfeld einer Turbomaschine sowie die Grenzschichtentwicklung ausreichend genau und schnell zu simulieren, wenn man sich auf die Umfangsperiodizität der Effekte beschränkt und nur eine bestimmte Anzahl Schaufelteilungen im Berechnungsgebiet simuliert. Doch schon die einfache Analyse der hier vorgestellten zweidimensionalen Approximation der Druckfelder einer Axialstufe zeigt, dass die in der Realität auftretenden Effekte nicht mit einem Teil des Umfangs periodisch sind, sondern eine zeitgenaue Simulation des gesamten Umfangs erforderlich ist. Da numerische Simulationen des gesamten Umfangs einer Turbomaschine extrem zeitaufwändig sind, kann eine Analyse der Umfangsmode mithilfe der Wellenmechanik und der Daten aus den nur mit der Vereinfachung der Periodizität nur weniger Schaufelteilungen durchgeführten numerischen Simulationen sehr effizient sein.

Da das verwendete einfache Modell nur für voneinander unabhängige Harmonische Schwingungen gültig ist, wird leicht klar, dass die Modellierung genauer wird, wenn das Abklingverhalten und die Abhängigkeit (Kopplung) der Druckfelder (gegenseitige Wechselwirkung der Druckfelder von Lauf- und Leitschaufeln aufeinander) sowie alle wesentlichen harmonischen Anteile für jedes Gitter einbezogen werden.

Dass eine genauere Analyse der Druckfelder mit den Methoden der Wellenmechanik hilft, die bei der instationären Interaktion der Beschaufelung von Turbomaschinen auftretenden Effekte zu analysieren und zu verstehen, dürfte sich im Folgenden noch weiter erschließen. Ob der Aufwand der Erstellung einer genaueren Modellierung gerechtfertigt ist, ist fraglich. Sicherlich aber sind die Analysemethoden sehr sinnvoll. Abschließend soll noch kurz auf die in der Realität auftretenden



**Abbildung 6.7** – Zeitsignal auf Druck- und Saugseite der Laufschaufel und Schwebung im statischen Druck für die Überlagerung der vierten Harmonischen der Laufschaufeln mit der dritten Harmonischen der Laufschaufeln für ein Amplitudenverhältnis von  $\hat{p}_{s,0,R}/\hat{p}_{s,0,S} = 10/1$

unreinen Schwebungen eingegangen werden. Wenn beispielsweise die Amplituden der Elementarwellen sich, wie eingangs erwähnt, auf der Laufschaufel verhalten wie  $\hat{p}_{s,0,R}/\hat{p}_{s,0,S} = 10/1$ , hat das bei deutlich veränderten Amplituden im statischen Druck auf Druck- und Saugseite keinerlei Einfluss auf die Phasenlage der Druckschwankungen auf der Schaufel. Das ist beim Vergleich zwischen Abbildung 6.7(a) und Abbildung 6.3(a) deutlich zu erkennen.

Für den Vergleich der unreinen Schwebung in ihrer momentanen Verteilung am Umfang wurde das selbe Amplitudenverhältnis von  $\hat{p}_{s,0,R}/\hat{p}_{s,0,S} = 10/1$  gewählt. Man erkennt deutlich beim Vergleich der unreinen Schwebung in Abbildung 6.7(b) mit der reinen Schwebung in Abbildung 6.6(b), wie die Nulldurchgänge der Schwebung an den Knoten verschwinden, da die Amplitude der Schwebung im Vergleich zur Grundschwingung geringer wird.

## 6.2 Clocking zur Beeinflussung der Schaufelkräfte

### 6.2.1 Beeinflussung der instationären Kräfte der Laufschaufeln

Verschiebt man das stromauf liegende Leitgitter gegenüber dem stromab liegenden Leitgitter, wird die periodische Beeinflussung der Zuströmung gegenüber der periodischen Beeinflussung der Abströmung phasenverschoben. Clocking setzt gleiche Schaufelzahlen zumindest aller in ihrer Umfangsposition relativ zueinander positionierten (‘‘geclockten’’), Schaufelgitter voraus. Bei gleichen Schaufelzahlen verschiebt man also zwei Schwingungen gleicher Grundfrequenz und höherharmonischer Anteile, jeweils mit unterschiedlichen Amplituden, in ihrer Phasenlage zueinander. Je nach der Ausbreitungsgeschwindigkeit der beiden phasenverschobenen Schwingungen interferieren beide Wellen.

Um die Funktionsweise der Beeinflussung der instationären Druckverteilung auf den Laufschaufeln zu erläutern, wurde in den vorhergehenden Kapiteln eine Auswahl an Messergebnissen vorgestellt und diskutiert. Aus ihnen konnten schon Anhaltspunkte für das zugrundeliegende Prinzip abgeleitet werden, so dass die Ergebnisse der Abschnitte 4.1 und 5.2.1.1 hier zusammengefasst werden können.

Den stärksten Einfluss auf die instationäre Druckverteilung und damit die instationären Kräfte auf den Laufschaufeln der ersten Stufe haben das VLG und Stator 1. Für die Laufschaufeln der dritten Stufe konnten Stator 2 und 3 als stärkster Einfluss identifiziert werden. Bei Rotor 3 ist allerdings die Rolle von Stator 1 nicht klar zu identifizieren. Sehr wahrscheinlich wirkt sich seine Umfangspositionierung auf Rotor 2 aus. Weil dieser nicht in der Umfangsposition verändert werden konnte, kann nicht klar zwischen dem direkten Einfluss von Stator 1 und dem von Rotor 2 unterschieden werden. Für hintere Stufen sind daher noch weiterführende Untersuchungen notwendig.

Die stärksten Einflüsse auf die instationäre Druckverteilung einer betrachteten Laufschaufel hat also die Relativposition der direkt stromauf und stromab liegenden Leitgitter. Daran, dass sich die Kraftamplituden nur wenig zwischen der einzelnen Verstellung des stromauf bzw. stromab liegenden Leitgitters unterscheiden, kann die Gültigkeit dieser These bestätigt werden. Es wird aber auch bestätigt, dass weiter stromauf und stromab liegende Leitgitter einen deutlichen Einfluss

haben. Dabei ist der Einfluss auf die periodisch instationären Kräfte immer periodisch mit etwa einer Leitgitterteilung.

Alle zugrunde liegenden Untersuchungen in Abschnitt 5.2.1.1 zeigen zudem nur eine schwache Abhängigkeit der erzielten Effekte vom Betriebspunkt. Das gleiche gilt auch für die optimierten Leitgitterkonfigurationen für möglichst geringe (Konfiguration MID) bzw. starke instationäre Kräfte auf allen Laufschaufeln (Konfiguration LE). Die Pfade der Leitschaufelnachläufe, die in Kapitel 3 eingehend diskutiert wurden, zeigen eine erhebliche Abhängigkeit vom Betriebspunkt. Sowohl das Potentialfeld der nächsten stromab der betrachteten Laufreihe liegenden Leitreihe, als auch die Nachläufe der nächsten stromauf liegenden Leitreihe variieren in ihrem Umfangsverlauf über den jeweiligen Axialspalt bis zur Hinter- bzw. Vorderkante der betrachteten Laufreihe bei verändertem Betriebspunkt deutlich schwächer. Daher ist auch die Abhängigkeit der instationären Kräfte bei einer eingestellten Leitgitterkonfiguration vom Betriebspunkt gering.

In Abbildung 6.8 ist das Strömungsfeld um die erste Laufreihe und die Beschauelung im Mittelschnitt maßstabsgerecht schematisch dargestellt. Die Laufschaufeln sind dabei in den Konfigurationen MID (Abbildung 6.8(a)) und LE (Abbildung 6.8(b)) zu den aufeinanderfolgenden Zeitpunkten 1 und 2 abgebildet.

Die für den Auslegungspunkt und den Betriebspunkt nahe der Stabilitätsgrenze dargestellten Pfade der Nachlaufdellen zeigen deren Abhängigkeit vom Betriebspunkt. Sie lassen sich auch nicht mit dem Verhalten der instationären Kräfte korrelieren.

Die Struktur der Nachlaufdellen des VLG verändert sich und ihre Umfangsposition über den Axialspalt bei Änderung des Betriebspunktes fast nicht. Gleiches gilt für das Potentialfeld, das aus dem Aufstau vor den Vorderkanten des ersten Leitgitters und dem Druckminimum zwischen den Leitschaufelvorderkanten resultiert. Demzufolge unterscheiden sich auch die Zeitpunkte, an denen die Vorderkante bzw. die Hinterkante der Laufschaufeln von diesen beiden Störungen direkt beeinflusst werden für den Betriebsbereich von  $\xi = 1.1$  bis  $\xi = 0.85$  nur wenig.

Man erkennt die Funktionsweise der Beeinflussung der instationären Druckverteilung und der aus ihr resultierenden Kräfte auf die Laufschaufeln in der Konfiguration MID in Abbildung 6.8(a). Dabei unterliegt die Vorderkante von Rotor 1 zum Zeitpunkt 1 zwischen den VLG-Nachläufen einer geringen Inzidenz, einem niedrigen statischen Druck und damit einer geringen Belastung, während die Hinterkante im Einflussbereich der Staustromlinie zu Stator 1 eine hohe Belastung in Form des Maximums des statischen Druckes sowie eine hohe Deviation (kleiner Relativströmungswinkel) erfährt (vgl. Abschnitt 4.1).

Zum Zeitpunkt 2 ist die Vorderkante von Rotor 1 im Zentrum des Nachlaufes des VLG und damit der höchsten Inzidenz (und damit Belastung) an der Vorderkante ausgesetzt. Die Hinterkante wird zum selben Zeitpunkt vom Strömungsfeld zwischen zwei Staustromlinien der Leitschaufeln beeinflusst. Das bedeutet eine geringe Belastung der Hinterkante von Rotor 1 durch geringen statischen Druck, verursacht durch das Druckminimum der Saugseite der Leitschaufel der ersten Stufe. Dieser Bereich korreliert auch mit einer geringen Deviation, also hohem Relativströmungswinkel.

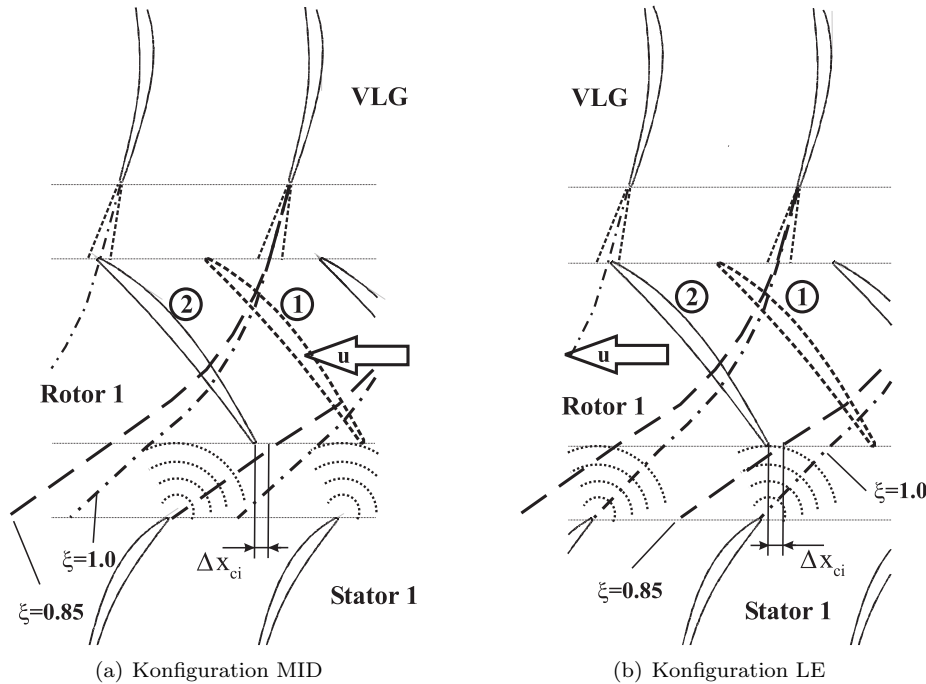
Daraus folgt, dass die hohe Belastung der Hinterkante von Rotor 1 durch das Potentialfeld von Stator 1 fast zeitgleich zu einer geringen Belastung der Vorderkante von Rotor 1 erfolgt. Die genauere Analyse dieser Abstimmung (des “Timings“) dieser beiden Effekte in Abschnitt 4.1 hat noch ergeben, dass die minimale Anregung dann eintritt, wenn die sich langsamer über die Schaufeltiefe ausbreitende Potentialstörung um die Laufzeitdifferenz von zu Potential- und Nachlaufstörung  $\Delta t$  (Gleichung 4.4) früher als die sich schneller über die Schaufeltiefe ausbreitende Nachlaufstörung auf die Laufschaufel auftrifft. Diese Laufzeitdifferenz ist bedingt durch die mittlere Strömungsgeschwindigkeit relativ zur Schallgeschwindigkeit, also durch die Machzahl der Profilmströmung. Es ergibt sich daraus die Änderung der Umfangslage um  $\Delta x_{ci}$  nach Gleichung 4.5.

Für die Leitgitterkonfiguration LE unterscheiden sich die Zeitpunkte 1 und 2 gravierend von denen bei der Konfiguration MID. Bei LE ist zum Zeitpunkt 1 sowohl die Vorder- als auch die Hinterkante von Rotor 1 entlastet, während zum Zeitpunkt 2 Vorder- und Hinterkante einer hohen Belastung durch Nachlauf- und Potentialstörung ausgesetzt sind. Das hat im zeitlichen Verlauf der Schaufeldruckverteilung und damit auch im Zeitverlauf der Schaufelkraft erheblich größere Unterschiede zwischen Zeitpunkt 1 und 2 zur Folge, als sie bei der Konfiguration MID auftreten.

Dieser Mechanismus kann anhand der zeitaufgelösten Druckverteilung weiter verdeutlicht wer-



den. Dazu ist in Abbildung 6.9(a) die zeitlich-räumliche Ausbreitung der Nachlauf- und Potentialstörung dargestellt. Deren Auftreffen und die Ausbreitung der durch sie hervorgerufenen Druckwellen sind in Form von Linien schematisch im zeitlich-räumlichen Koordinatensystem dargestellt. Hoher statischer Druck auf der Druckseite und niedriger statischer Druck auf der Saugseite bedeutet eine hohe Belastung bei hoher Inzidenz bzw. Deviation, die als Wellenberg durch eine durchgezogene Linie symbolisiert wird. Das Wellental ist mit einer gestrichelten Linie markiert und repräsentiert geringen statischen Druck auf der Druckseite und hohen statischen Druck auf der Saugseite. Diese geringe Belastung der Schaufel wird durch eine geringe Inzidenz an der Vorderkante bzw. eine geringe Deviation an der Hinterkante hervorgerufen. Beide periodischen,



**Abbildung 6.8** – Schema der für Clocking essentiellen Effekte des Strömungsfeldes der ersten Stufe, MS, zwei Betriebspunkte

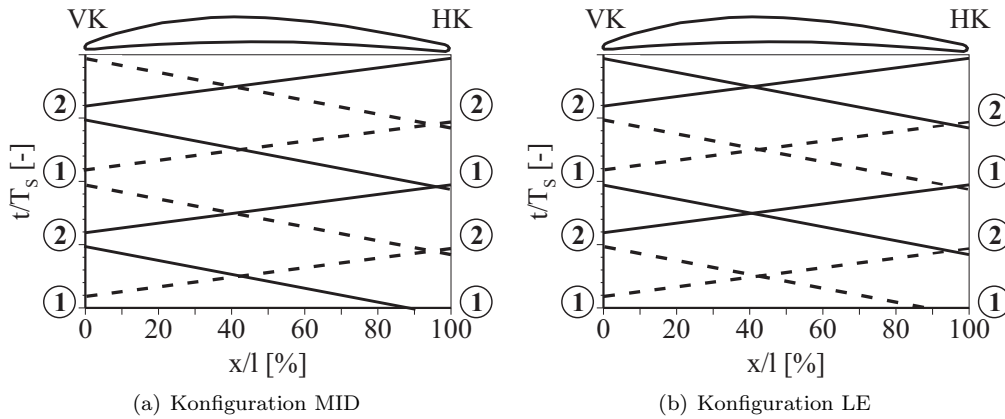
wellenförmigen Störungen breiten sich von dem Zeitpunkt zu dem sie auf Vorderkante bzw. Hinterkante treffen jeweils mit Schallgeschwindigkeit relativ zur örtlichen Strömungsgeschwindigkeit aus. Im Fall der hier dargestellten Schemata sind die Linien mit der Annahme konstruiert, dass die Schaufel von einer konstanten Geschwindigkeit umströmt wird. Diese wird aus dem vektoriellem Mittel der zeitlich gemittelten Zu- und Abströmgeschwindigkeit berechnet. Diese vereinfachte Darstellung weicht für die im Fall des NGV Dresden vorliegenden geringen Machzahlen wenig von der Realität ab. Für hohe Machzahlen muss die tatsächliche zeitlich-räumliche Geschwindigkeitsverteilung berücksichtigt werden.

Das Auftreffen von Potential- bzw. Nachlaufstörung ist in Abbildung 6.9 genau mit den in Abbildung 6.8 dargestellten Zeitpunkten 1 und 2 markiert.

Die Druckwellen breiten sich von beiden Seiten der Schaufel aus und überlagern sich, sie interferieren. Schnittpunkte von gleichen Linien bedeuten konstruktive Interferenz. Dort addieren sich die Amplituden der interferierenden Wellen. Schneiden sich durchgezogene Linien, überlagern sich Wellenberg von stromauf mit Wellenberg von stromab und umgekehrt. An den Schnittpunkten der gestrichelten Linien überlagern sich Wellentäler.

Schneiden sich unterschiedliche Linien, liegt destruktive Interferenz vor, die resultierende Druckamplitude ist demzufolge gering. Dort überlagern sich Wellenberg und Wellental. In der in Abbildung 6.9(a) dargestellten Konfiguration MID herrscht also bei etwa 40% Schaufeltiefe destruktive Interferenz vor, die resultierenden Druckamplituden sind also gering. Hohe Druckamplituden findet





**Abbildung 6.9** – Schema der Überlagerung von Nachlauf- und Potentialstörung auf den Laufschaufeln der ersten Stufe, MS, unter Berücksichtigung der tatsächlichen Ausbreitungsgeschwindigkeiten  $v_{down} = a + c_\infty$  und  $v_{up} = a - c_\infty$

man in dieser Konfiguration aber nahe der Vorder- und Hinterkante der Schaufel, wo aufgrund der Schaufelabmessungen und der Machzahl konstruktive Interferenz stattfindet. In der Konfiguration LE, in Abbildung 6.9(b), findet man exakt das Gegenteil. An Vorder- und Hinterkante müssen die Druckfluktuationen geringer sein, weil dort im Gegensatz zur Konfiguration MID destruktive Interferenz vorliegt. Bei etwa 40% Schaufeltiefe führt konstruktive Interferenz zu hohen Druckamplituden. Diese Darstellungen entsprechen den in Abschnitt 5.2.1.5 dargestellten Messwerten in den Abbildungen 5.14 und 5.15.

Aufgrund der Überlagerung der Druckwellen, die auch noch von weiter stromauf- und stromab liegenden Schaufelreihen stammen, bildet sich entlang der Schaufeltiefe ein Interferenzmuster aus. Daher sind die resultierenden Wellenfronten nicht zwangsläufig parallel zu den im Schema konstruierten Wellenfronten der beiden grundlegenden Elementarwellen.

Auch bei diesem Modell spielt die Schallgeschwindigkeit eine erhebliche Rolle. Man erkennt das sofort, da die Neigung der Geraden in Abbildung 6.9 unmittelbar mit der Machzahl zusammenhängt. Steigt sie an, nähern sich die von links unten nach rechts oben laufenden Linien der Nachlaufstörung der Parallelität zur Abszisse des Diagramms. Die Linien, die die Potentialstörung symbolisieren nähern sich dann bei zunehmender Machzahl der Parallelität zur Ordinate des Diagramms.

Aber selbst dann wird sich noch immer ein Interferenzmuster zwischen beiden Störungen ausbilden. Diese These und die Frage, ob die Amplitudenverläufe der beiden Elementarwellen entlang der Schaufeltiefe dann noch die Wirksamkeit von Clocking gewährleisten, erscheint daher weitere Untersuchungen wert zu sein, insbesondere wenn man die durch Niehuis et al. [71] vermessene Stromaufwirkung in einem transsonischen Verdichter mit in Betracht zieht.

Der enorme Einfluss der Überlagerung von Nachlauf- und Potentialstörung auf die instationären Kraftamplituden im Fall des NGV Dresden erklärt sich dadurch, dass der mittlere Tiefenbereich der Schaufel, zwischen etwa 10% und 90% Schaufeltiefe, maßgeblich für die Kraft  $F_y$  und damit aufgrund der geringen Dicke und Wölbung der Verdichterschaufeln auch für die resultierende Kraft  $F$  verantwortlich ist. Die Bereiche nahe der Vorder- und Hinterkante der Schaufel wirken sich kaum auf die Schaufelkräfte aus.

### 6.2.2 Beeinflussung der instationären Kräfte der Leitschaufeln

Clocking der Leitreihen beeinflusst die instationäre Druckverteilung der Leitschaufeln, obwohl sich die Umfangspositionen der umgebenden Laufschaufeln relativ zueinander nicht ändern. Die Analysen der Interferenzmuster der Druckwellen auf den Laufschaufeln hatten ergeben, dass sich durch die Umfangsposition der Leitschaufeln in der Konfiguration MID etwa in der Laufschaufelmitte destruktive Interferenz der Druckwellen ergibt. Dort sind die resultierenden Druckschwankungen klein. Das hat aber zur Folge, dass aufgrund der Schaufelgeometrie an Vorder- und Hinter-

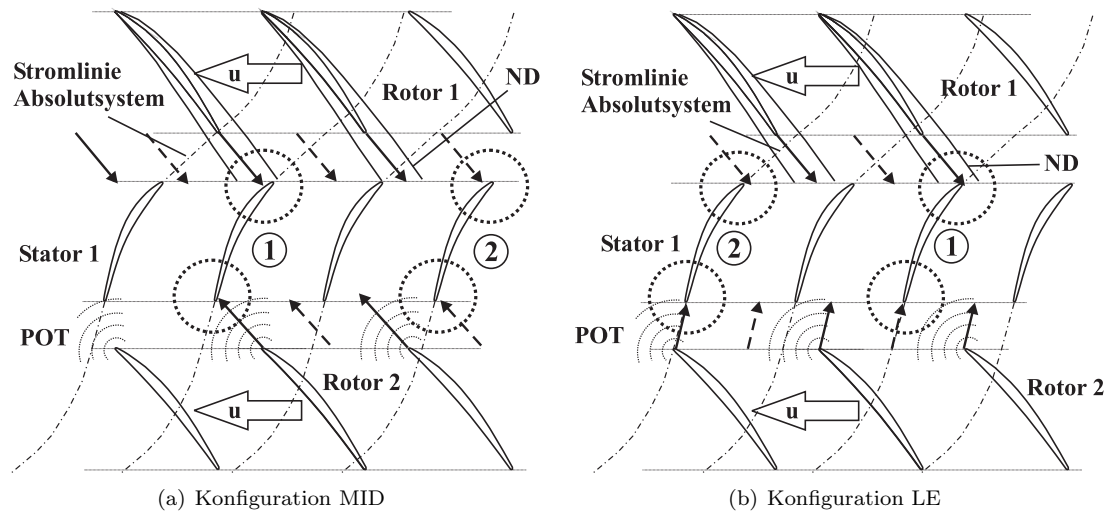
kante konstruktive Interferenz herrscht, so dass dort die Druckschwankungen groß sind. Dabei sind die Unterschiede in den gemessenen Zeitreihen an der Vorderkante größer als an der Hinterkante. In der Konfiguration LE ist das Gegenteil der Fall. Dort tritt zwar bei 40% der Schaufeltiefe konstruktive Interferenz auf, aber an Vorder- und Hinterkante findet man destruktive Interferenz, also geringe Druckamplituden. Dieses Verhalten wird in Abschnitt 5.2.1.5 ausführlich anhand der Messwerte diskutiert.

Damit wird klar, dass in den Axialspalten um die Leitreiben abhängig von der Clocking-Konfiguration der Leitreiben deutliche Unterschiede der Amplituden des statischen Druckes messbar sein müssen.

Das kann tatsächlich anhand der Messdaten in den Abbildungen 4.19 und 4.26 für die erste Harmonische der Blattfolgefrequenz bestätigt werden. Dabei ergibt sich auch noch in der Konfiguration MID in der Abbildung 4.19 für Interferenzmuster typisches Minimum der Druckamplitude für die erste Harmonische der Blattfolgefrequenz innerhalb des Axialspaltes, während die Amplituden am Anfang und auch am Ende des Axialspaltes deutlich größer sind.

In Abschnitt 4.2 bzw. 4.2.2 ist beschrieben, dass sich die Ausrichtung der zeitlichen Verläufe von Strömungswinkel und statischem Druck entsprechend Abbildung 6.10 ausbilden. In der Konfiguration MID (Abbildung 6.10(a)) wird das Druckfeld zwischen den Laufschaufeln so ausgerichtet, dass die Wellenberge und Täler zwischen hinterem Staupunkt von Rotor 1 und vorderem Staupunkt von Rotor 2 verstärken (konstruktive Interferenz). In der Konfiguration LE sind die zeitlichen Änderungen über den Axialspalt so verteilt, dass man den in Abbildung 6.10(b) konstruierten Fall erhält, bei dem sich die Wellen weitgehend abschwächen, also destruktive Interferenz vorliegt.

Es ist in den Abbildungen 4.19 und 4.26 zu erkennen, dass sich sowohl in der Zu- als auch in der Abströmung des ersten Leitgitters in der Konfiguration LE geringere Amplituden der ersten Harmonischen des statischen Druckes ausbilden als in der Konfiguration MID. Die dritte (und auch weitere) Harmonische zeigen keine so deutlichen Änderungen ihres Verlaufes beim Clocking. Eine maßgebliche Änderung durch Clocking betrifft also die Amplituden. Die zweite Änderung



**Abbildung 6.10** – Schemata der Interaktion der Potentialfelder von Rotor 1 und 2 im MS

betrifft die Phasenlage bzw. die Umfangslage der (umlaufenden Druckwellen) in Abhängigkeit von der axialen Koordinate. Das zeigen die zeitlichen Verläufe in Abbildung 4.24(c) und 4.24(d) sowie in Abbildung 4.23(c) und 4.23(d). Besonders an den in Abbildungen 4.23(c) ist erkennbar, dass die Änderungen des Strömungswinkels auf der approximierten Stromlinie in der Konfiguration MID nahe der Leitgitterhinterkante deutlich früher erfolgen als nahe der Vorderkante von Rotor 2. In Abbildung 4.23(d) kann man sehen, dass die zeitlichen Änderungen zeitgleich entlang der approximierten Stromlinie erfolgen. Aus den Daten in den Abbildungen 4.24(c) und 4.24(d) können die gleichen Aussagen gewonnen werden, sie sind allerdings durch die dort dargestellte konstante

Umfangsposition nicht sofort mit der Stromlinie in Einklang zu bringen. Dieser Zusammenhang erschließt sich erst bei der Umrechnung der Zeitdifferenzen auf die Umfangslage zum selben Zeitpunkt.

Durch die Zeitpunkte, zu denen die Minima bzw. die Maxima des Verlaufes die approximierte Stromlinie treffen, kann man die Ausbreitungsrichtungen der durch den Aufstau vor Rotor 2 entstehenden zeitlichen Druckänderungen relativ zu der approximierten Stromlinie und damit relativ zu den Schaufeln berechnen, wie sie maßstäblich in Abbildung 6.11 dargestellt sind. Die skizzierte Ausbreitung im Mittelschnitt wurde nur anhand der Messwerte um Messebene ME5 ermittelt. Mit genaueren Analysen kann das Prinzip anhand der Phasenlage der einzelnen Harmonischen aus den Messungen im Axialspalt der Messebenen ME4 und ME5 vor allem in der Zuströmung von Stator 1 noch erheblich besser beschrieben werden.

Die Messungen der instationären Schaufeldrücke zeigen nämlich, dass sich trotz der Ausrichtung der zeitlichen Änderungen des statischen Druckes und des Strömungswinkels entsprechend Abbildung 6.11 in beiden Leitgitterkonfigurationen die wellenförmigen zeitlichen Änderungen des statischen Druckes so ausbilden, dass sie entlang der Stromlinie im stationären System ausgerichtet sind. Das zeigen die Differenzen des Phasenwinkels der ersten Harmonischen sowohl auf Stator 1 als auch auf Stator 3 in Konfiguration MID und LE. Dazu muss getrennt für die Druckseite bzw. die Saugseite die Differenz der Phasenwinkel zwischen Vorder- und Hinterkante bzw. der letzten vermessenen Position bestimmt werden. In den Abbildungen 5.28(c), 5.29(c), 5.30(c), 5.31(c) ist diese Differenz für die erste Harmonische sehr gering. Das gleiche gilt für die Saugseite in den Abbildungen 5.28(e), 5.29(e), 5.30(e), 5.31(e). Selbst in der vierten Stufe ist das noch annähernd der Fall, wie in den Abbildungen 5.32(c) und 5.32(d) zu erkennen ist.

Demnach wird an den Leitschaufeln trotz gravierender Änderung der instationären Druckfelder hauptsächlich eine Änderung der Amplituden des statischen Druckes wirksam. Die Phasenwinkel bzw. die Phasendifferenz zwischen Druck- und Saugseite bleiben für die erste Harmonische und die dritte Harmonische trotz der erheblichen Änderungen des Strömungsfeldes zwischen den Leitgitterkonfigurationen MID und LE annähernd gleich.

Die Erklärung mag auch hier wieder darin liegen, dass die Ausbildung der instationären Druckschwankungen auf der Schaufeloberfläche maßgeblich durch die Beeinflussung der Vorder- und Hinterkante der Schaufel erfolgt.

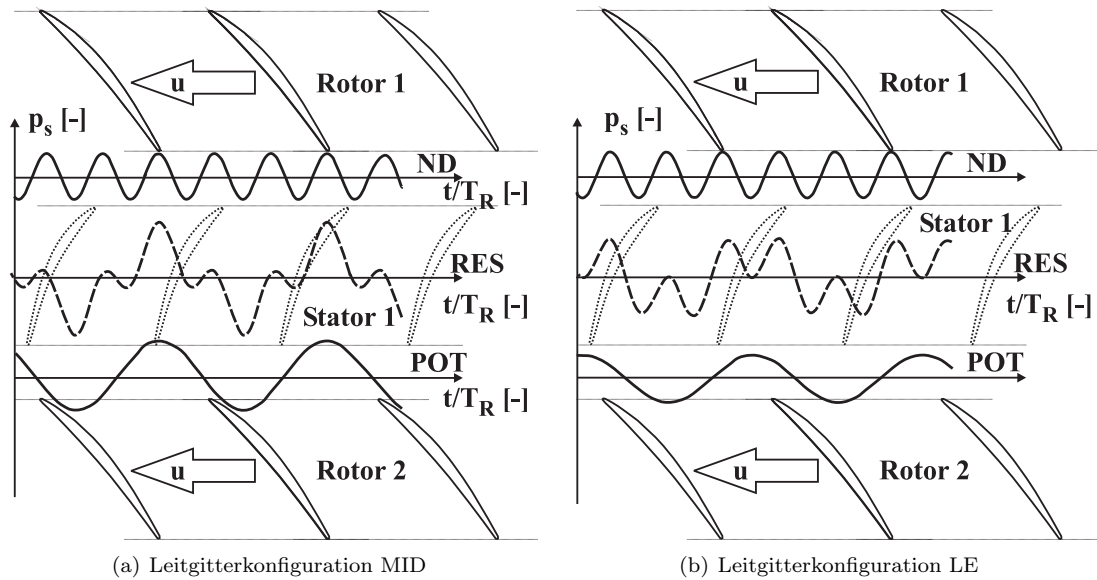
Zu erkennen ist das für die Konfiguration MID an den gestrichelten Kreisen um die Vorder- und Hinterkante einer Leitschaufel in Abbildung 6.10(a) und für die Konfiguration LE entsprechend in Abbildung 6.10(a). Die Ausbreitungsrichtung von Nachlaufstörung durch Rotor 1 und Potentialstörung durch Rotor 2 über den jeweiligen Axialspalt sind für hohe Belastung mit durchgezogenen Pfeilen markiert. Für niedrige Belastung sind gestrichelte Pfeile eingezeichnet. Es sind auch hier zwei Statoren mit den Zeitpunkten 1 und 2 markiert. Zeitpunkt 1 ist dadurch gekennzeichnet, dass die Nachlaufdelle in beiden Konfigurationen die Vorderkante von Stator 1 trifft (MID in Abbildung 6.10(a) und LE in 6.10(b)). Die Belastung an der Vorderkante von Stator 1 ist demzufolge in beiden Konfigurationen zum Zeitpunkt 1 hoch. Zum Zeitpunkt 2 wird die Vorderkante von Stator 1 vom Bereich zwischen den Nachlaufdellen beeinflusst, was eine geringe Belastung an der Vorderkante von Stator 1 zur Folge hat.

Die Konfigurationen MID und LE unterscheiden sich demzufolge dadurch, dass sich in der Konfiguration MID zum Zeitpunkt 1 die hohe Belastung der Vorderkante mit einer hohen Belastung an der Hinterkante durch das Potentialfeld von Rotor 2 überlagert. Zum Zeitpunkt 2 überlagern sich die geringe Belastung an der Vorderkante und die geringe Belastung an der Hinterkante von Stator 1.

In der Konfiguration LE ist das Gegenteil der Fall. Hier überlagern sich zum Zeitpunkt 1 hohe Belastung der Vorderkante und geringe Belastung der Hinterkante, während zum Zeitpunkt 2 die geringe Belastung der Vorderkante zusammen mit der hohen Belastung der Hinterkante auftritt. Daher sind in der Konfiguration MID die Druckschwankungen bei der ersten Harmonischen der Blattfolgefrequenz deutlich stärker als in der Konfiguration LE.

Inwieweit die Nachlaufstörung von Rotor 1 auch das Potentialfeld von Rotor 2 beeinflusst, lässt sich ohne Clocking der Laufreihen nicht beurteilen. Das Gleiche gilt für den Einfluss der Potentialstörung von Rotor 2 auf das Potentialfeld von Rotor 1.

Die dritte Harmonische der Blattfolgefrequenz ist von diesen Effekten nur wenig betroffen, da sich diese Druckwellen entlang der Nachlaufdellen-Pfade im Relativsystem ausbilden. Das ist an den abnehmenden Amplituden der dritten Harmonischen in Abbildungen 4.19(c) zu erkennen. Allerdings scheinen auch stromauf gerichtete Anteile mit gleicher Frequenz zu existieren, da die Amplituden der dritten Harmonischen in Abbildung 4.26(c) über den Axialspalt zur Vorderkante von Rotor 2 wieder ansteigen. Demzufolge kann man die in Abbildung 6.11 für die Leitgitterkonfigurationen



**Abbildung 6.11** – Approximierte Verläufe der bedeutenden Harmonischen der Blattfolgefrequenz des instationären statischen Druckes im Potentialfeld von Rotor 1 und 2, sowie daraus resultierend auf den Schaufeln von Stator 1 im MS

MID und LE schematisch dargestellten harmonischen Schwingungen an Vorder- und Hinterkante der Laufschaufeln finden. Die dritte Harmonische dominiert die Nachlaufdelle von Rotor 1 (ND in Abbildung 6.11) und damit die Zuströmung von Stator 1, während die Potentialwirkung von Rotor 2 (POT in Abbildung 6.11) in der Abströmung von Stator 1 am stärksten ist. Der Druckverlauf auf der Leitschaufel ergibt sich dann aus der Überlagerung der beiden sich in die Raumrichtungen erstreckenden Wellen (RES in Abbildung 6.11). Diese sehr einfache Überlagerung einzelner Harmonischer kommt erstaunlich nahe an die tatsächlich vermessenen Druckverläufe heran.

Die Ursache dafür ist leicht anhand des Einflusses der Profilkontur der Leitschaufel auf die Phasendifferenz zwischen Druck- und Saugseite zu finden. Dieser Zusammenhang wird ausführlich in den Kapiteln 5.2.2.3 und 6.1.5 behandelt. Äußerst interessant ist dabei die geringe Phasendifferenz der dritten Harmonischen zwischen den letzten Druckmesspositionen an Vorder- und Hinterkante auf der Druckseite bzw. zwischen den Sensoren an den entsprechenden Positionen auf der Saugseite. In Abschnitt 5.2.2.3 wurde gefunden, dass sich aus dieser geringe Phasendifferenz anhand der Periodendauer der Schwingung und der Differenz der Umfangspositionen der Sensoren eine Umfangsgeschwindigkeit der Druckstörung bei der dritten Harmonischen der Blattfolgefrequenz berechnen lässt. Diese Umfangsgeschwindigkeit entspricht der der Schwebung bei der Überlagerung von dritter Harmonischer der Rotorblattfolgefrequenz mit der dritten Harmonischen der Statorblattfolgefrequenz. Diese beträgt nach den Überlegungen in Abschnitt 6.1.7 und den dort hergeleiteten Gleichungen 315% der Umfangsgeschwindigkeit. Dabei ist die Umlaufrichtung der Störung der Drehrichtung der Laufschaufeln entgegengesetzt.

Diese Überlegungen bieten eine ausreichend Grundlage für weitere Analysen der Interaktion der Druckfelder und zeigen ein deutliches Potential für eine erhebliche Beeinflussung bzw. Reduzierung der instationären Kräfte. Da das Clocking von Leit- und Laufschaufeln dabei als nächster Schritt bei gleichen Schaufelzahlen in Leit- und Laufgittern eindeutige Vorteile hat (siehe auch Gallus und

Lambertz [21]), soll hier auf weiterführende Analysen verzichtet werden.

### 6.2.3 Optimierung der instationären Schaufelkräfte bei der Auslegung

Um einen mehrstufigen Verdichter mit geringster dynamischer Anregung der Beschaufelung auszulegen, wäre es sehr interessant, folgende Schritte zusätzlich zur aerodynamischen und strukturellen Auslegung durchzuführen, besonders weil das “Edge-Matching“-Verfahren von Ji et al. [36], [37] mit einer ähnlichen Zielstellung durchaus nicht zu unrealistischen oder exotischen Schaufelgeometrien führte.

1. Ermittlung der Strömungsfelder in den Axialspalten an mehreren radialen Schnitten (stationäre Rechnung oder Messung ist ausreichend).
2. Anpassung der radialen Schaufelgeometrie (Stapelachse und Schaufeltiefe), so dass die komplette Vorderkante jeder Schaufel zum selben Zeitpunkt durch die Nachlaufdelle von der stromauf liegenden Schaufelreihe beeinflusst wird. Dieses Verfahren wurde mit anderen Zielstellungen von Ji et al. [36], [37] als “Edge-Matching“ beschrieben.
3. Anpassung der radialen Schaufelgeometrie (Stapelachse und Schaufeltiefe), so dass die komplette Hinterkante zum selben Zeitpunkt durch den gleichen Bereich des Potentialfeldes der stromab liegenden Schaufelreihe beeinflusst wird.
4. Positionierung aller Leitreihen so, dass die Hinterkante der jeweils eingeschlossenen Laufschaufel vom Bereich mit niedrigem statischen Druck des Potentialfeldes beeinflusst wird, während die Vorderkante der Laufschaufel zum selben Zeitpunkt vom Nachlauf einer stromauf liegenden Leitschaufel beeinflusst werden muss.  
Abhängig von der mittleren örtlichen Relativströmungsgeschwindigkeit  $w_\infty$  muss die Potentialwirkung aufgrund der unterschiedlichen Laufzeit von Nachlauf- und Potentialstörung um  $\Delta t = \frac{2 \cdot l \cdot w_\infty}{a^2 - w_\infty^2}$  früher auf die Hinterkante treffen als die Nachlaufdelle auf die Vorderkante.  $l$  ist dabei die Laufschaufeltiefe des jeweiligen Schaufelschnittes und  $a$  die örtliche Schallgeschwindigkeit.
5. Für die Leitschaufelreihen muss das eben geschilderte Verfahren analog durchgeführt werden, wobei die Formel für das exakte Timing  $\Delta t = \frac{2 \cdot l \cdot c_\infty}{a^2 - c_\infty^2}$  ist.  $c_\infty$  ist die mittlere Absolutströmungsgeschwindigkeit,  $l$  die Leitschaufeltiefe des jeweiligen Schaufelschnittes und  $a$  die örtliche Schallgeschwindigkeit.
6. Die Ergebnisse müssen kritisch geprüft werden, so dass als Ergebnis funktionsfähige Schaufelgeometrien entstehen.

Essentiell für Clocking ist die Verwendung von gleichen Schaufelzahlen in Lauf- und Leitbeschaufelung. Auch Gallus und Lambertz [21] sowie Grollius [26], Lotz [54] und Hort [30] haben festgestellt, dass gleiche Schaufelzahlen für Lauf- und Leitreihe (Schaufelzahlverhältnis von 1) zu einem Minimum des Stimulus führen. Nach Hort [30] wird auch ein weiteres Minimum erreicht, wenn das erregende Gitter halb so viele Schaufeln hat wie das erregte Gitter. Allerdings ist dieses Minimum dann nur für eine Schaufelreihe gültig, so dass ihm wohl eher geringe Bedeutung zukommt. Ob gleiche Schaufelzahlen für alle Stufen einer Turbomaschine umsetzbar wären, bleibt noch zu prüfen.

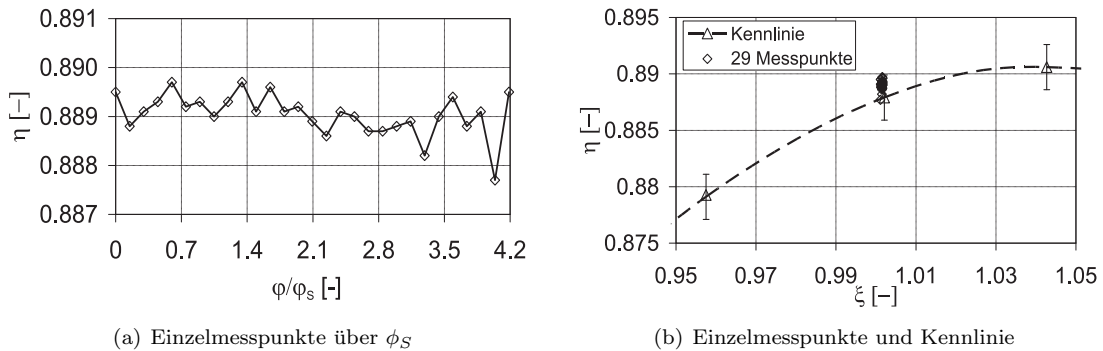
Die Drehzahlabhängigkeit der Effekte wurde hier nicht untersucht. Es kann aber angenommen werden, dass sie sich ähnlich verhält wie die Betriebspunktabhängigkeit. Die eingestellte Clocking-Konfiguration wird bedingt durch die relativ geringen Axialabstände der Beschaufelung über einen signifikanten Drehzahlbereich gültig sein. Ein interessanter Aspekt ist allerdings sowohl bei Variationen in Drehzahl und Druckverhältnis, dass die Abhängigkeit des angestrebten Optimum der Kraftamplitude vom Arbeitspunkt geringer wird, je geringer die Axialspalte gewählt werden.

## 7 Einfluss von Clocking auf die Kennlinie

### 7.1 Kennlinie bei Verstellung einzelner Leitreiben

#### 7.1.1 Laufschaufeln mit Radialspalt, Leitschaufeln mit Deckband

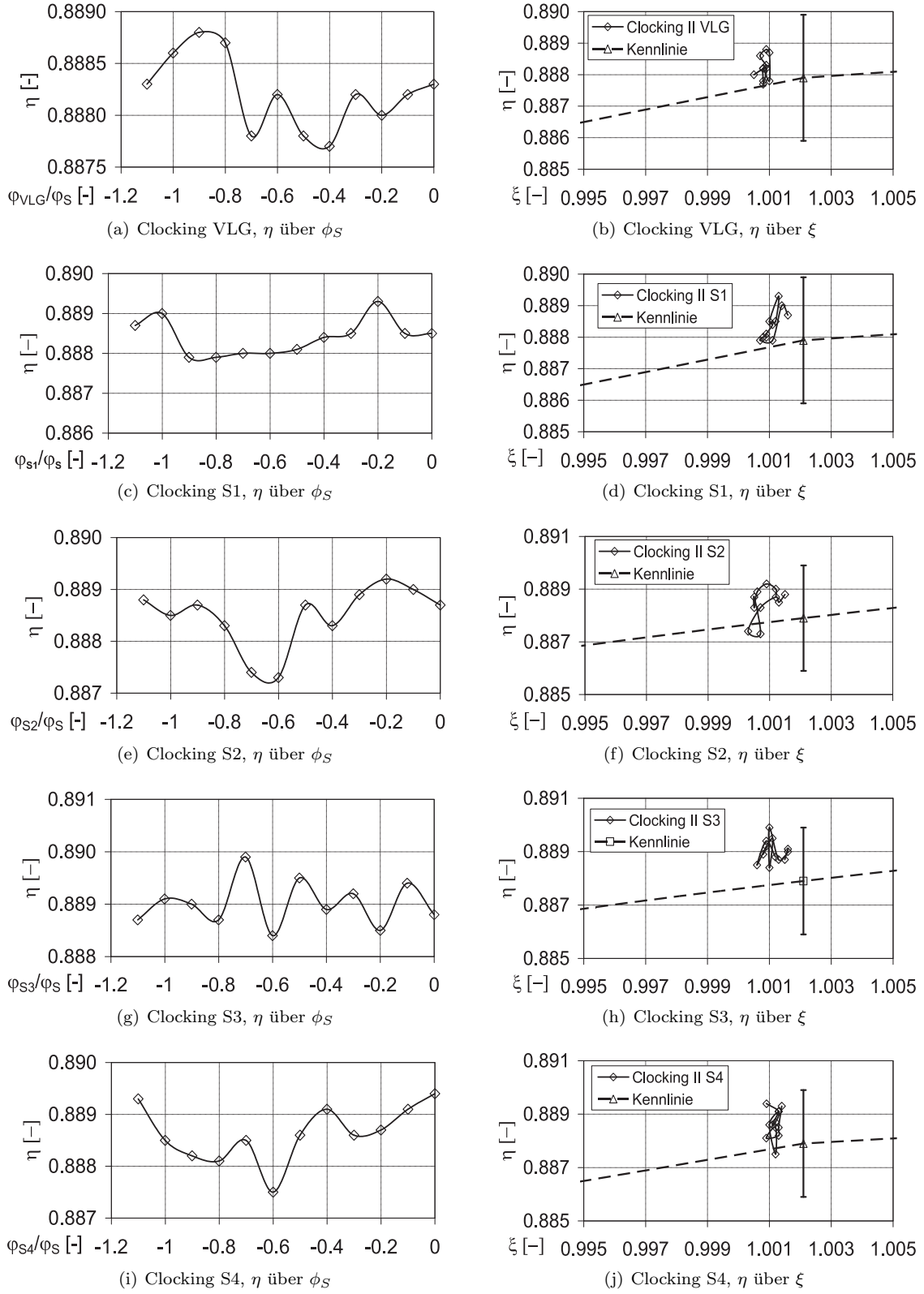
Weder bei der Verstellung einzelner Leitgitter, während alle anderen in bestimmten Konfigurationen fixiert waren (*Clocking II*), noch bei einer anderen Konfiguration aller Leitgitter (*Clocking I*, *Clocking III* und *Clocking IV*) wurden systematische Variationen des Wirkungsgrades vermessen, die größer waren als die Messunsicherheit des Wirkungsgrades von  $\pm 0.2\%$ . Zur Verdeutlichung sind in den Abbildungen 7.2 und 7.3 die vermessenen Wirkungsgradvariationen bei jeweils einzelner Verstellung eines Leitgitters (*Clocking II*) dargestellt. Die Darstellung erfolgt so, dass in der linken Abbildung der mechanische Wirkungsgrad des Verdichters über der Clocking-Position des jeweiligen Leitgitters aufgetragen ist. Diese ist auf eine Leitgitterteilung normiert. Die negativen Werte der Position ergeben sich daraus, dass das betreffende Leitgitter bei der Messung in seiner Umfangslage fixiert war und alle anderen Leitgitter in positive Richtung traversiert wurden. Die Darstellung erfolgt für den Auslegungspunkt (Abbildung 7.2) und einen Betriebspunkt nahe der Stabilitätsgrenze (Abbildung 7.3). Im rechten Diagramm ist der isentrope Wirkungsgrad des gesamten Verdichters bei jeder eingestellten Leitgitterposition, mit dem zugehörigen reduzierten Massestrom, in Relation zur Kennlinie des Verdichters bei Auslegungsdrehzahl und dem Indikator der Messunsicherheit von  $\pm 0.2\%$  dargestellt. Zum Vergleich ist



**Abbildung 7.1** – Verstellung aller Leitgitter mit 29 Punkten über eine Leitgitterteilung, Auslegungspunkt, Konfiguration REF, Aufbau 12

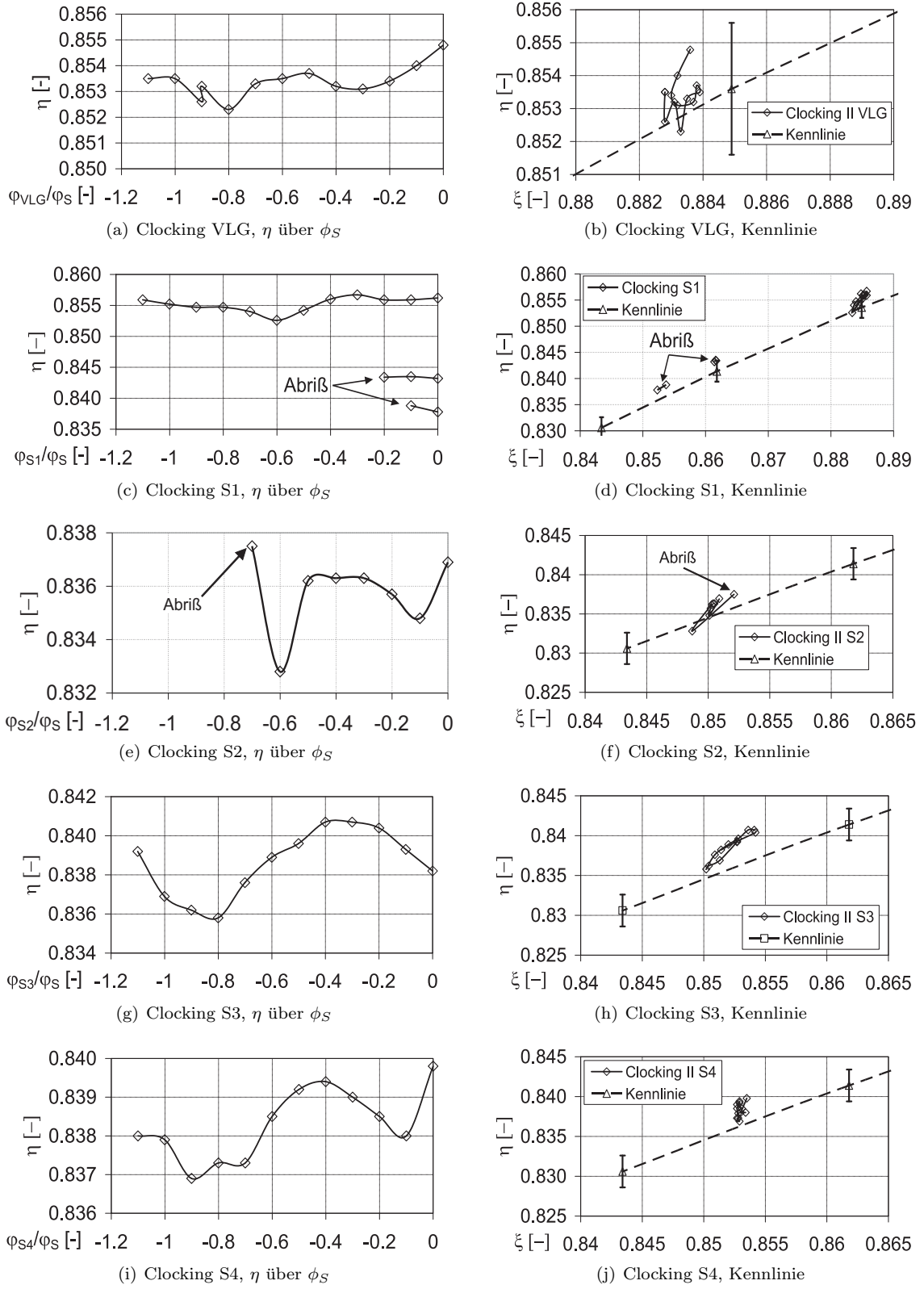
in Abbildung 7.1 die Variationen des Wirkungsgrades für eine kollektive Verstellung aller Leitgitter des Verdichters über eine Leitgitterteilung in 29 Schritten dargestellt. Es ist deutlich sowohl eine Variation des Wirkungsgrades, als auch des reduzierten Massestromes zu erkennen. Der Wirkungsgrad variiert hier maximal mit etwa der Hälfte der Messunsicherheit. Es ist in Abbildung 7.2(a) und (b) und 7.3(a) und (a) erkennbar, dass beim Clocking des VLG in keinem der beiden Betriebspunkte die Änderung des Wirkungsgrades größer ist als die Messunsicherheit. In Abbildung 7.2(c) und (d) und 7.3(c) und (d) ist zu sehen, dass der Wirkungsgrad eine systematische Abhängigkeit von der Umfangsposition von Stator 1 aufzuweisen scheint. Allerdings ist die Änderung des Wirkungsgrades in keinem der beiden Betriebspunkt größer als die Messunsicherheit.

Im Betriebspunkt  $\xi = 0.853$ , in dem der Verdichter bei der Vermessung der ganzen Kennlinie auch bei einer kollektiven Traversierung aller Leitgitter stabil betrieben werden konnte, reichte eine Verstellung von Stator 1 um 10 % einer Leitgitterteilung aus, um die Pumpgrenze zu überschreiten. Auch bei einem etwas erhöhten Massestrom von  $\xi = 0.862$  konnte der Verdichter ab einer Verstellung von Stator 1 um -20 % einer Leitgitterteilung nicht mehr stabil betrieben werden. Erst der Betriebspunkt von  $\xi = 0.885$  ließ einen stabilen Betrieb zu.



**Abbildung 7.2** – Kennlinien bei Auslegungsdrehzahl  $\zeta = 1.0$  um den Auslegungspunkt, Aufbau 12, Clocking II





**Abbildung 7.3** – Kennlinien bei Auslegungsdrehzahl  $\zeta = 0.85$  um den Auslegungspunkt, Aufbau 12, Clacking II



Beim Clocking von Stator 2 im Auslegungspunkt scheint auch ein systematischer Zusammenhang zwischen dessen Umfangsposition und dem Wirkungsgrad erkennbar, aber auch hier sind die Änderungen des Wirkungsgrades kleiner als die Messunsicherheiten (Abbildung 7.2(f) und 7.3(f)). Auch bei der Verstellung von Stator 2 wurde die Stabilitätsgrenze überschritten. In dem für die Konfiguration REF sonst stabilen Betriebspunkt  $\xi = 0.853$  erfolgte der Abriss bei einer Umfangsposition von -80 % einer Leitgitterteilung.

Zusammenfassend kann man sagen, dass bei den entsprechenden Betriebspunkten nahe der Stabilitätsgrenze die gleichen Beobachtungen gemacht wurden wie beim Clocking von Stator 1. Vergleicht man die Umfangsposition beim Abriss des Verdichters im Betriebspunkt  $\xi = 0.853$  von Stator 2 (-80 % der Leitgitterteilung) mit der von Stator 1 (-20 % der Leitgitterteilung), so fällt auf, dass das die gleiche Relativposition von Stator 1 zu Stator 2 ist.

Demzufolge hat die Relativposition beider Statoren zueinander einen Einfluss auf den stabilen Betriebsbereich des Verdichters. Dabei ist die Wirkung der beiden Statoren eher ungünstig, da diese Relativposition ein Abreißen der Strömung schon bei höheren reduzierten Masseströmen als beispielsweise bei der Referenzkonfiguration zu Folge hat. Ausgehend von der Beobachtung wurden alle eingestellten Leitgitterkonfigurationen auf ihre Auswirkung auf die Stabilitätsgrenze des Verdichters untersucht. Diese Untersuchungen zeigten, dass bei der hier festgestellten Konfiguration der Leitgitter der ersten und zweiten Stufe die Pumpgrenze beim höchsten reduzierten Massestrom lag.

Weiterhin ist noch eine interessante Tatsache in den Abbildungen 7.3(d), (f) und (h) zu erkennen, die in Abbildung 7.3(h) am deutlichsten hervortritt. Die Wirkungsgradvariation im Auslegungspunkt ist am geringsten, die im Betriebspunkt nahe der Stabilitätsgrenze ist viel deutlicher ausgeprägt. Betrachtet man diese aber in der Nähe der Stabilitätsgrenze in Relation zur Kennlinie (rechte Seite von Abbildung 7.3), fällt auf, dass die Änderung des resultierenden Massestromes durch Clocking der Leitreihen ebenso erheblich ist wie die Änderung des Wirkungsgrades. Das trifft für den Auslegungspunkt kaum zu. Dort variiert der reduzierte Massestrom deutlich weniger. Das bedeutet, dass ein erheblicher Teil der im linken Teil der Abbildung 7.3 suggerierten Wirkungsgradvariation darauf zurück geht, dass sich der Massenstrom durch die geänderten Umfangspositionen der Leitgitter ebenfalls ändert. Durch den stärkeren Gradienten der Kennlinie in der Nähe der Stabilitätsgrenze führt das zu größeren Änderungen des Wirkungsgrades.

Die Variation des reduzierten Massestromes durch geänderte Umfangspositionen der Leitgitter ist im Betriebspunkt nahe der Stabilitätsgrenze am deutlichsten. Eine Erklärung dafür kann sein, dass Eckenablösungen an der Beschaukelung auftreten, die zusammen mit den Radialspaltwirbeln, in Interaktion mit den Nachlaufdüsen der stromauf liegenden Schaufelgitter, zu lokalen Rückströmgebieten bzw. zur zunehmenden Blockage des Strömungskanals führen.

Auf die einzelne Verstellung von Stator 3 und 4 treffen die vorangegangenen Feststellungen ebenfalls zu (Abbildung 7.3(g) und (h) bzw. 7.3(i) und (j)). Interessant ist dabei, dass bei Stator 3 eine sehr geringe Wirkungsgradvariation erreicht wird und fast keine Änderung im reduzierten Massestrom. Damit ähneln sich die Reaktionen des Betriebspunktes des Verdichters bei einzelner Verstellung des VLG bzw. Stator 4, also des ersten und des letzten Leitgitters des Verdichters, während die mittleren Leitgitter einen deutlicheren Einfluss haben.

### 7.1.2 Lauf- und Leitschaukeln mit Radialspalt

In Aufbau 14 mit Radialspalt an Lauf- und Leitgittern wurde das gesamte Programm von *Clocking II* exakt wie bei Aufbau 12 (mit Radialspalt an den Laufschaufeln und Deckband an den Leitgittern) vermessen. Hier traten ebenfalls keine höheren, sondern noch geringere Wirkungsgradvariationen auf als sie für Aufbau 12 in Abbildung 7.2 und 7.3 dokumentiert sind.

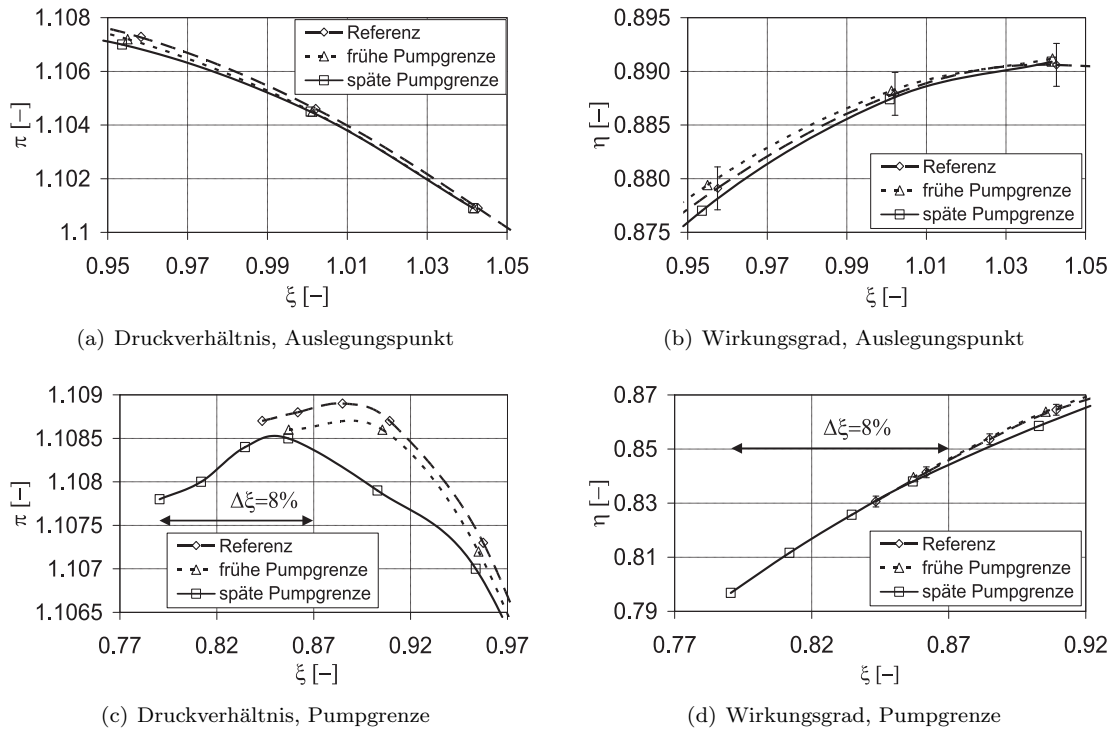
Ein so deutlicher Einfluss der Umfangsposition einzelner Leitgitter auf die Pumpgrenze wie bei Aufbau 12, im vorherigen Abschnitt, konnte dabei nicht festgestellt werden.

## 7.2 Variationen der Pumpgrenze durch Clocking

### 7.2.1 Laufschaufeln mit Radialsplatt, Leitschaufeln mit Deckband

Es zeigte sich bei einzelner Verstellung von Stator 1 und Stator 2, dass die in Abschnitt 7.1.1 beschriebene Konfiguration von Stator 1 relativ zu Stator 2 bei Referenzkonfiguration aller anderen Leitgitter  $\xi = 0.87$  als letzten stabilen Betriebspunkt zuließ. Weiteres Androsseln führte zum Pumpen des Verdichters. Die Leitgitter waren dabei in der Konfiguration REF angeordnet. Durch Positionierung von Stator 1 um -20 % bzw. 2 um -80 % ergibt den engsten Betriebsbereich des Verdichters.

Bei Aufbau 12 wurde ausgehend von der Konfiguration REF mit *Clocking I* entsprechend Abbildung 2.3 eine Verschiebung der Pumpgrenze gefunden. Ausgehend davon konnten die Leitgitterpositionen noch weiter optimiert werden, so dass sich die in Abbildung 2.4(b) dargestellten Konfigurationen ergaben. Dabei ist die Konfiguration "frühe Pumpgrenze" dadurch definiert, dass ausgehend von der Konfiguration "späte Pumpgrenze" die Leitgitter der ersten und dritten Stufe gegenüber den anderen Leitgittern eine halbe Leitgitterteilung verschoben sind. In der Konfiguration "frühe Pumpgrenze" liegt allerdings der letzte stabile Betriebspunkt bei  $\xi = 0.857$  im Gegensatz zu  $\xi = 0.87$  bei der Konfiguration REF mit geänderter Position von Stator 1 oder 2. Ausgehend von diesem Wert wurde in der Konfiguration "späte Pumpgrenze" eine Erweiterung



**Abbildung 7.4** – Kennlinien bei Auslegungsdrehzahl  $\zeta = 1.0$ , drei Leitgitterkonfigurationen zur Betriebspunktvariation, Aufbau 12, Indikator für absolute Messunsicherheit von  $\Delta\eta = \pm 0.2\%$

des Betriebsbereiches des Verdichters bei Auslegungsdrehzahl um maximal 8 % des Auslegungsmassestroms erreicht.

Dabei ist in den Abbildungen 7.4(b) und (d) zu erkennen, dass die Änderung des Wirkungsgrades entlang der Kennlinie bis auf die Ausnahme eines Messpunktes innerhalb der Messunsicherheiten liegt. Man könnte anhand des Wirkungsgradverlaufes der Konfigurationen "frühe Pumpgrenze" und "späte Pumpgrenze" annehmen, dass es eine Korrelation zwischen dem Wirkungsgrad und dem Betriebsbereich bis zur Pumpgrenze bzw. auch eine Korrelation zu den Positionen der Leitschaufelnachläufe gibt. Das ist aber nicht der Fall.

Die Ergebnisse für Aufbau 12 und 14 ergeben in dieser Hinsicht gleichwertige Aussagen. Aus Gründen der Übersichtlichkeit sind die vielen vermessenen Leitgitterkonfigurationen mit ihren Wiederholungsmessungen nicht alle dargestellt, vielmehr sind hier nur einige wichtige Ergebnisse anhand weniger ausgewählter Beispiele erläutert.

In den Abbildungen 7.4(a) und (b) ist weiterhin erkennbar, dass in der Nähe der Stabilitätsgrenze das Druckverhältnis und auch der Wirkungsgrad zwischen den Leitgitterkonfigurationen deutlich stärker variieren. Die Konfigurationen mit dem weitesten Betriebsbereich zeigen ein geringeres Gesamtdruckverhältnis. Allerdings hat die Konfiguration mit dem für diese Messkampagne engsten Betriebsbereich (‘‘frühe Pumpgrenze’’) ein vergleichbar geringes Druckverhältnis wie die Konfigurationen mit dem weitesten Betriebsbereich (‘‘späte Pumpgrenze’’).

### 7.2.2 Lauf- und Leitschaukeln mit Radialspalt

Im Aufbau 14, in dem die Lauf- und Leitschaukeln mit Radialspalt ausgeführt waren, wurden die gleichen Konfigurationen wie in Aufbau 12 sowie alle anderen dort eingestellten Konfigurationen, die in den vorangegangenen Abschnitten dokumentiert wurden, untersucht. So deutliche Variationen der Stabilitätsgrenze in Abhängigkeit von den Leitgitterkonfigurationen wie in Aufbau 12, mit Deckband an den Leitgittern, konnten in Aufbau 14 allerdings nicht bestätigt werden.

In Aufbau 14 wurden nochmals alle Leitgitterkonfigurationen vermessen, die in Aufbau 12 eine deutliche Wirkung auf den Betriebsbereich hatten. Das waren die Konfiguration ‘‘frühe Pumpgrenze’’ und ‘‘späte Pumpgrenze’’. Es wurden weiterhin die Leitgitterkonfigurationen eingestellt, bei denen in der numerischen Simulation im Auslegungspunkt die Nachlaufdüsen der Leitschaukeln auf die Vorderkante bzw. auf die Passagenmitte der stromab liegenden Leitschaukeln treffen (Jia [38]). Außerdem wurde die Auswirkung der einzelnen Umfangspositionierung der Leitreiben nach *Clocking II* auf die Betriebsbereichsgrenze untersucht. Keine dieser Konfigurationen zeigte eine messbare Auswirkung auf die Stabilitätsgrenze. Die Verdichterströmung riss bei Auslegungsdrehzahl bei etwa dem gleichen Massestrom und Druckverhältnis ab wie in der Referenzkonfiguration aller Leitgitter. Es konnten auch hier keine Änderungen des Wirkungsgrades beobachtet werden, die größer waren als die Messunsicherheiten.

Während der in den Abschnitten 5.2.1 und 5.2.2 geschilderten Untersuchungen wurden auch immer Kennfeldmessungen der für die eigentlichen Untersuchungen eingestellten Konfiguration durchgeführt. Diese ergaben in über 2000 verschiedenen und teils wiederholten Kombinationen von Leitgitterkonfiguration und Betriebspunkt bei  $\xi = 1.1$ ,  $\xi = 1.0$  und  $\xi = 0.85$  keine systematische Wirkungsgradvariation, die größer oder gleich der Messunsicherheit war.

Aber auch im Aufbau 14 konnte nachgewiesen werden, dass sich die Lage der Pumpgrenze verschieben lässt. Die größte Differenz der Lage der Pumpgrenze ergab sich dabei zwischen den Leitgitterkonfigurationen MID und LE. Die Konfiguration MID zeigte dabei den weitesten Betriebsbereich, während bei der Konfiguration LE das Pumpen bei geringerer Androsselung initiiert wurde.

### 7.2.3 Schlussfolgerungen

Die Untersuchungen von Clocking der Leitreiben an einem Axialverdichter mit Deckbändern an den Leitschaukeln haben gezeigt, dass der Betriebsbereich, abhängig von der Leitgitterkonfiguration, erheblich beeinflusst werden kann. Bei der gleichen Verdichtergeometrie, allerdings mit Radialspalten an den Leitschaukeln, sind die Änderungen der Stabilitätsgrenze deutlich geringer. Die größte Erweiterung des Betriebsbereiches wird mit dem Aufbau des Verdichters mit Deckband erreicht. Bis auf das Deckband bzw. den Radialspalt unterscheiden sich die verglichenen Aufbauten 12 und 14 nicht. In der Referenzkonfiguration hat Aufbau 14 (mit Radialspalten an den Leitschaukeln) einen vergleichbaren Betriebsbereich wie Aufbau 12 (mit Deckbändern an den Leitschaukeln). Bei bestimmten Leitgitterkonfigurationen ist der stabile Betriebsbereich von Aufbau 12 erheblich größer als bei Aufbau 14. Diese Leitgitterkonfigurationen sind allerdings nicht auf Aufbau 14 übertragbar. Das bedeutet, dass für die beiden verschiedenen Aufbauten unterschiedliche Ursachen für die Initiierung der rotierenden Ablösung in Frage kommen. Im Aufbau 12 konnte die Pumpgrenze um etwa 8 % des Auslegungsmassestromes von  $\xi = 0.79$  bis  $\xi = 0.87$  variiert werden. In Aufbau 14 beträgt die Betriebspunktvariation nur 1.5 %, von  $\xi = 0.823$  bis  $\xi = 0.838$ .

## 8 Grenzschicht

### 8.1 Grenzschicht auf Lauf- und Leitschaufeln

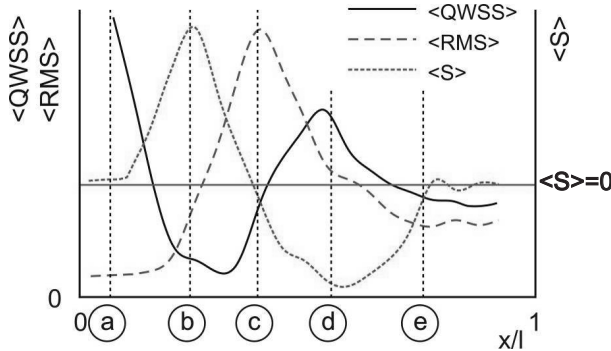
Die Grenzschichten auf den Leitschaufeln des NGV Dresden wurde für die erste und dritte Stufe von Mailach und Vogeler [60], [59] detailliert untersucht. Im Ergebnis weist die Grenzschicht auf der Saugseite signifikante laminare Lauflängen über den gesamten Betriebsbereich zwischen  $\xi = 1.1$  bis  $\xi = 0.85$  auf. Beim Clocking beeinflussen die Nachlaufzellen der Leitgitter den Turbulenzgrad der Zuströmung zum nächsten stromab liegenden Leitgitter. Daher wurde der Beeinflussung der Schaufelgrenzschichten durch Clocking eine Bedeutung bei der Wirkungsgradbeeinflussung durch Clocking beigemessen.

Auf den Laufschaufeln wurden die Grenzschichten und ihr instationäres Verhalten entlang der Kennlinie bei Auslegungsdrehzahl im Mittelschnitt der Schaufeln von Müller et al. [66] und [67] untersucht und veröffentlicht. In dem für die Untersuchungen von Clocking interessanten Bereich von  $\xi = 1.1$  bis  $\xi = 0.85$  war schon in der ersten Stufe eine vollturbulente Grenzschicht auf der Saugseite vorhanden. Die Druckseite zeigte ebenfalls eine vollturbulente Grenzschicht, wobei sie bei  $\xi = 0.85$  Relaminarisierungen aufwies. Mit diesem Ergebnis wurden Untersuchungen zur Beeinflussung der Laufschaufelgrenzschichten durch Clocking keine Erfolgsaussichten eingeräumt und nicht durchgeführt.

### 8.2 Auswertung der Heißfilmmessungen

Die Erfassung der Messdaten und deren Vorauswertung (Ensemblemittelung) wurden bereits in Abschnitt 2.4.4 ausführlich vorgestellt. Die weiterführende Auswertung wird hier kurz erläutert. Die Charakterisierung des Grenzschichtverlaufes kann anhand der ensemble-gemittelten Parameter QWSS, RMS-Wert und Schiefe vorgenommen werden. Während des Transitionsprozesses zeigen sie den in Abbildung 8.1 schematisch für eine typische Umströmung der SS einer Verdichterschaufel dargestellten Verlauf.

Die Geschwindigkeitsschwankungen (bzw. turbulenten Spots) innerhalb der Grenzschicht bestimmen die Größe des RMS-Wertes der gemessenen QWSS. Mit der Verwendung von RMS-Wert (Stärke der Schwankungen) und Schiefe (Verteilung der Schwankungsamplituden um den lokalen Mittelwert der QWSS) ist es möglich, den Status des Grenzschichtverlaufes zu bestimmen (vgl. Mailach [56], Mailach und Vogeler [58], [59] und [60]). Bei vollständig laminarer Grenzschicht in



**Abbildung 8.1** – Schematische Darstellung der zeitgemittelten Parameter zur Beurteilung der Grenzschicht auf der SS der Verdichterlaufschaufeln

Punkt (a) in Abbildung 8.1 sind die Geschwindigkeitsschwankungen innerhalb der Grenzschicht bzw. die aus ihnen resultierenden RMS-Werte sehr klein und symmetrisch um ihren Mittelwert verteilt. Mit zunehmenden turbulenten Schwankungen (von (a) nach (b)) erreichen die RMS-Werte höhere Beträge. Die Schiefe ist positiv und steigt an. Zwischen (b) und (c) erreicht die QWSS ein Minimum. Am Punkt (c) enthält die Grenzschicht schließlich zeitlich gleiche laminare und turbulente Anteile. Die Schiefe hat deshalb dort einen Nulldurchgang, da die Schwankungen symmetrisch um den Mittelwert verteilt sind, während der RMS-Wert ein Maximum erreicht. In

diesem Punkt beträgt die Intermittenz  $\gamma = 0.5$ . Eine weitere Erhöhung des zeitlichen Anteils turbulenter Schwankungen führen zu einer Verringerung des RMS-Wertes. Die Schiefe wird negativ und hat am Punkt (d) ihr absolutes Minimum, während die QWSS wieder steigt und bei (d) ein zweites, lokales Maximum erreicht. An diesem Punkt erreichen die Grenzschicht-Profile eine vollturbulente Form. Dann wird im Punkt (e) die Schiefe wieder null. Ab diesem Punkt sind ausschließlich turbulente Schwankungen in der Grenzschicht zu finden. Die Intermittenz ist ab hier  $\gamma = 1.0$ . Ab diesem Punkt befinden sich die RMS-Werte auf einem nahezu konstant bleibenden Niveau, welches signifikant höher ist als in vollständig laminarer Grenzschicht.

Demzufolge kann die Grenzschicht als vollständig laminar bis (a), transitionell von (a) bis (e) und vollturbulent von (e) bis zur Hinterkante charakterisiert werden. Am Punkt (d) erreichen die Grenzschicht-Profile eine vollturbulente Form, wo das zweite Maximum der QWSS zu finden ist. Aber anhand der RMS-Werte sowie der Schiefe kann festgestellt werden, dass immer noch kleine Anteile laminarer Strömung in der Grenzschicht detektiert werden können. Sie erreichen die für vollständig turbulente Grenzschicht typischen Werte erst im Punkt (e). Deshalb erlaubt das Verhalten von RMS-Wert und Schiefe im Verhältnis zueinander die Bestimmung des Grenzschichtzustandes mit hoher Genauigkeit.

### 8.3 Grenzschichtbeeinflussung durch Clocking

#### 8.3.1 Zuströmung bei Clocking

Durch die Beeinflussung der Zuströmung durch die stromauf liegenden Schaufelreihen sind alle Parameter der Zuströmung zeitlich veränderlich. Die stärkste Änderung erfolgt durch die viskosen Nachläufe der Laufschaufeln. Diese führen zu einer Erhöhung der Inzidenz, des statischen Druckes und des Turbulenzgrades sowie zu einer Schwankung der Zuströmgeschwindigkeit. Die erheblichste Beeinflussung der Grenzschicht erfolgt durch die Erhöhung des Turbulenzgrades in der Zuströmung.

Die mit der Erhöhung des Turbulenzgrades in die Grenzschicht eingebrachte Energie (oder Störung) breitet sich konvektiv über die Schaufeloberfläche in Strömungsrichtung, mit geringerer Geschwindigkeit als der örtlichen Geschwindigkeit außerhalb der Grenzschicht, aus.

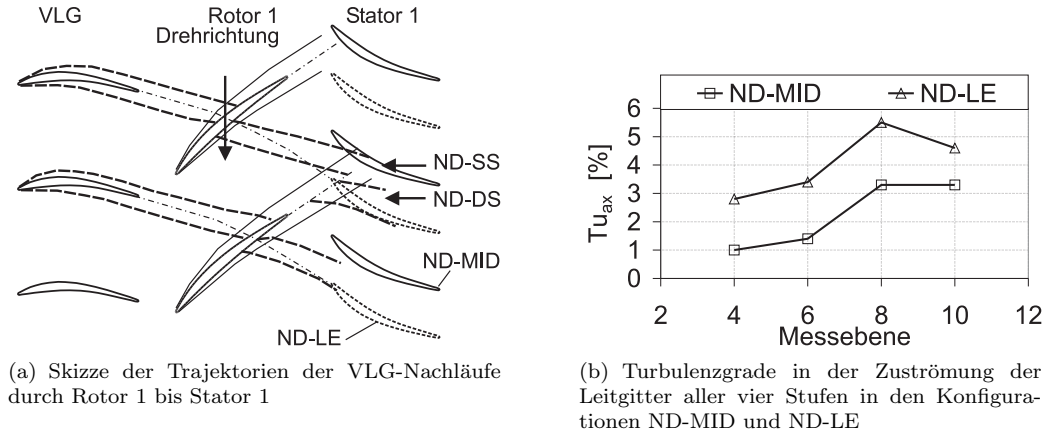
Der Einfluss, den die Nachläufe der Laufschaufeln auf die Grenzschicht der Leitschaufelsaugseite haben, ist von Mailach [56] sowie Mailach und Vogeler [60], [58] und [59] ausführlich diskutiert worden und soll daher hier nicht weiter thematisiert werden.

Beim Clocking der Leitreihen ist von Interesse, wie sich die Nachläufe einer Leitreihe nach dem Durchgang durch die Laufreihe auf die Grenzschicht der nächsten stromab liegenden Leitschaufeln auswirken. Um die Beeinflussung der Grenzschicht auf den Leitschaufeln durch Clocking der Leitreihen analysieren zu können, kann man sich die Anordnung der Schaufelschnitte im Mittelschnitte wie in Abbildung 8.2(a) am Beispiel der ersten Stufe und dem VLG darstellen. Die Nachläufe des VLG entstehen durch dessen Grenzschichten und bewegen sich mit der örtlichen Strömungsgeschwindigkeit etwa entlang der strichpunktierten Trajektorie durch die Laufreihe.

Dort werden die VLG-Nachläufe von der Laufschaufel in Segmente zerschnitten. Das Segment auf der Saugseite wird bei positiver Inzidenz (hoher aerodynamischer Belastung) der Laufschaufel beschleunigt, das auf der Druckseite verzögert. In der Passage (zwischen Saug- und Druckseite benachbarter Laufschaufeln) wird der VLG-Nachlauf bei der in Abbildung 8.2(a) gezeigten Konfiguration verzerrt und entgegen des Uhrzeigersinnes gedreht. Die Größe der Verzerrung bzw. Drehung ist abhängig von der Belastung des Laufgitters.

Vor dem Eintritt in die Laufreihe war die Umfangsposition des VLG-Nachlaufes konstant. Am Austritt der Laufreihe ist die Auswirkung des VLG-Nachlaufes sowohl in der Umfangslage, als auch im zeitlichen Verlauf variabel. Daher lassen sich vier charakteristische Bereiche bzw. Positionen von Stator 1 relativ zu den Nachläufen vom VLG finden, die Einfluss auf die Grenzschicht der Saugseite von Stator 1 haben (vgl. Abbildung 8.2(a)).

- ND-MID: Die Vorderkanten von Stator 1 sind nicht vom VLG-Nachlauf beeinflusst.
- ND-DS: Die Segmente der VLG-Nachläufe, die die druckseitigen Grenzschichten von Rotor 1 passiert haben, beeinflussen die Vorderkanten von Stator 1.

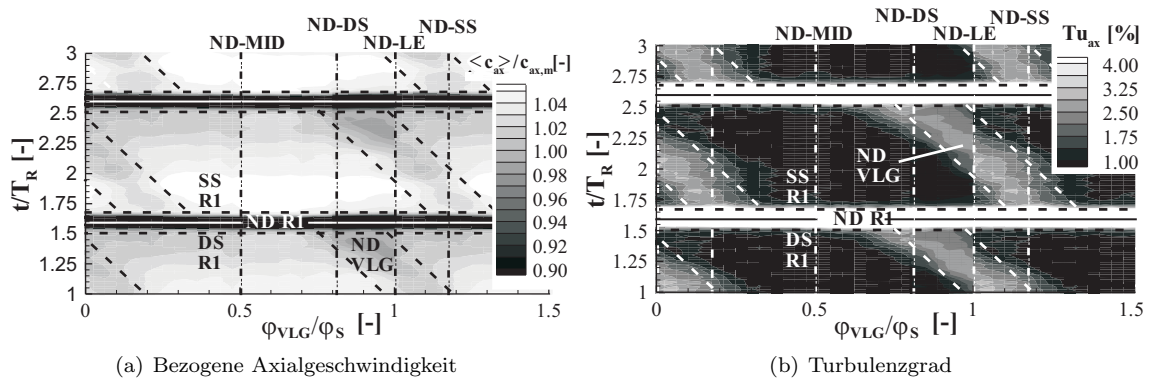

 Abbildung 8.2 – Zuströmung der Leitgitter, Auslegungspunkt  $\xi = 1.0$ , MS

- ND-LE: Die Vorderkanten von Stator 1 werden durch die verzerrten Teile der VLG-Nachläufe beeinflusst, die durch die Passage zwischen Druck- und Saugseite benachbarter Laufschaufeln geströmt sind.
- ND-SS: Die Segmente der VLG-Nachläufe, die die saugseitigen Grenzschichten von Rotor 1 passiert haben, beeinflussen die Vorderkanten von Stator 1.

Hier muss auch deutlich auf Abbildung 3.3 hingewiesen werden, die verdeutlicht, dass diese Konfigurationen nur für einen Betriebspunkt auf der Drehzahllinie gültig sind.

Für den Auslegungspunkt wurden die in Kapitel 3 diskutierten Hitzdrahtmessungen weiter analysiert. Für eine Messposition zwischen zwei Vorderkanten von Stator 1 wurde das VLG in seiner Umfangsposition verstellt. Der zeitliche Verlauf von der auf ihren zeitlichen Mittelwert bezogenen Axialgeschwindigkeit und der des Turbulenzgrades sind für jede VLG-Position in Abbildung 8.3 dargestellt.

Durch die feste Position von Hitzdrahtsonde, Stator 1 und optischem Trigger treten die Laufschaufelnachläufe (ND R1) immer zum gleichen Zeitpunkt  $t/T_R = 1.6, 2.6 \dots$  auf. Die VLG-Nachlaufzellen sind an der etwas geringeren Axialgeschwindigkeit (Abbildung 8.3(a)) und dem höheren Turbulenzgrad zwischen den schrägen, gestrichelten Linien in Abbildung 8.3(b) klar erkennbar. Weiterhin sind die Positionen ND-MID, ND-DS, ND-LE und ND-SS bei konstanter Umfangsposition des VLG als senkrechte, gestrichelte Linien eingezeichnet. Der zeitliche Verlauf von Axialgeschwindigkeit und Turbulenzgrad in der Zuströmung von Stator 1 entspricht den Verläufen an diesen Positionen in Abbildung 8.4, wenn Stator 1 bzw. das VLG entsprechend positioniert sind.

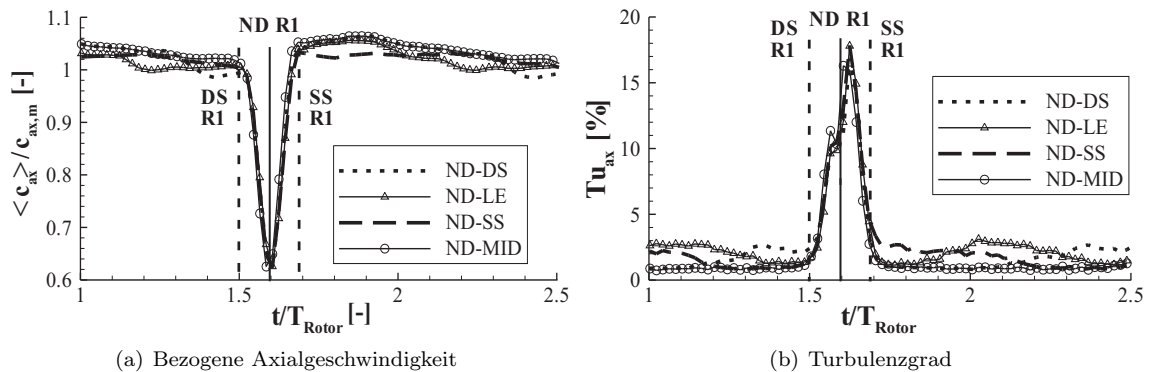

 Abbildung 8.3 – Zuströmung von Stator 1, Auslegungspunkt  $\xi = 1.0$ , MS

Man erkennt, dass die Laufschaufelnachlaufdellen kaum beeinflusst werden. Die Axialgeschwindigkeit zeigt keine Unterschiede (Abbildung 8.4(a)), im Verlauf des Turbulenzgrades erkennt man eine geringe Beeinflussung der saugseitigen Grenzschicht der Laufschaufeln (Abbildung 8.4(b)). Dort ergeben sich für die Konfiguration ND-LE leicht geringere Werte als für ND-MID. Allerdings sind die Unterschiede deutlich geringer als die Variation zwischen den einzelnen Schaufeln im weiteren zeitlichen Verlauf des Turbulenzgrades.

Bedeutendere Unterschiede sind in der Zeit zwischen den Laufschaufelnachläufen zu erkennen. Die VLG-Nachlaufdellen verursachen eine geringere Axialgeschwindigkeit (Abbildung 8.4(a)) und einen erhöhten Turbulenzgrad (Abbildung 8.4(b)). Je nach der Position des VLG sind die VLG-Nachlaufdellen im Verhältnis zu den Laufschaufelnachläufen zu finden.

- ND-MID: Erhöhter Turbulenzgrad und geringere Axialgeschwindigkeit zwischen den Laufschaufelnachläufen
- ND-DS: Erhöhter Turbulenzgrad und geringere Axialgeschwindigkeit vor dem druckseitigen Bereich der Laufschaufelnachläufe
- ND-LE: Geringster Turbulenzgrad und höchste Axialgeschwindigkeit zwischen den Laufschaufelnachläufen
- ND-SS: Erhöhter Turbulenzgrad und geringere Axialgeschwindigkeit vor dem saugseitigen Bereich der Laufschaufelnachläufe

Dabei zeigt zwischen den Laufschaufelnachläufen die Konfiguration ND-LE den höchsten Turbulenzgrad aller Konfigurationen, während die Konfiguration ND-MID den geringsten aufweist. Mit



**Abbildung 8.4** – Zuströmung von Stator 1, Positionen aus Abbildung 8.3, Auslegungspunkt  $\xi = 1.0$ , MS

dem hier für die erste Stufe geschilderten Algorithmus wurden die Turbulenzgrade für die Konfigurationen ND-MID und ND-LE für alle Stufen ermittelt und in Abbildung 8.2(b) zusammengefasst. Leider konnte nicht mehr ermittelt werden, ob der etwa gleichbleibende Turbulenzgrad in der letzten Stufe durch die, gegenüber den anderen Stufen, fehlende Stromaufwirkung der Laufschaufeln verursacht wird.

### 8.3.2 Grenzschicht auf der Saugseite der Leitschaufeln

Die zeitgenauen Grenzschichtverläufe wurden im Mittelschnitt der Schaufeln aller vier Leitreiben vermessen. Die Auswertungen haben ergeben, dass bei  $\xi = 1.1$  die Grenzschicht so stabil ist, dass der Unterschied im Turbulenzgrad den Grenzschichtverlauf nicht beeinflusst. In der Nähe der Stabilitätsgrenze ( $\xi = 0.85$ ) ist die Grenzschicht schon auf der Saugseite der Leitschaufel der ersten Stufe, im Gegensatz zu den Untersuchungen von Mailach [56], vollturbulent (ohne Darstellung). Der einzige Betriebspunkt, bei dem Clocking eine Auswirkung auf das Grenzschichtverhalten zeigte, war der Auslegungspunkt. Daher werden exemplarisch für Stator 1 die Ergebnisse diskutiert. Die charakteristischen Punkte der Grenzschicht sind für alle Leitgitter in Tabelle 8.1 aufgelistet. Die laminare Lauflänge nimmt mit zunehmender Stufenzahl ab. Das Ende des Transitionsbereiches

ist für Stator 1 und 2 etwa gleich und nimmt mit zunehmender Stufenzahl ebenfalls ab. Die Vorverlagerung der Transition durch die Laufschaufelnachlaufdellen ist für alle Stufen vergleichbar. In Tabelle 8.1 ist sie in der Spalte “Früheste Turbulenz (in der ND der Laufschaufeln)” dokumentiert. Eine, über die Auswirkung von Clocking hinaus gehende, Diskussion der zeitabhängigen Grenzschichtentwicklung soll hier nicht durchgeführt werden. Vergleichbare Ergebnisse wurden bei Mailach [56] sowie Mailach und Vogeler [58], [59] und [60] schon ausführlich behandelt.

**Tabelle 8.1** – Charakteristischer Punkte der Grenzschichtentwicklung auf der Saugseite im Auslegungspunkt  $\xi = 1.0$ , MS, Leitgitterkonfiguration REF

	x/l [%]		
Stator Stufe	Max. lam. Lauflänge (zwischen den ND der Laufschaufeln)	Früheste Turbulenz (in der ND der Laufschaufeln)	Ende Transition (zwischen ND d. Laufschaufeln)
1	28	52	69
2	27	55	70
3	24	54	68
4	21	51	66

Die zeitabhängige Grenzschichtentwicklung entlang des Mittelschnitts kann in die nachfolgend aufgelisteten Zonen und ihre Grenzen eingeteilt werden. Die Lage der Grenzen wurde anhand der Zeitverläufe der einzelnen Sensoren ermittelt. Die Bezeichnungen sind in Anlehnung an die von Mailach [56] verwendete Nomenklatur gewählt, unterscheiden sich aber geringfügig.

- A laminare GS ohne turbulente Störungen, zwischen den Nachlaufpfaden ( $\gamma = 0$ )
- A1 vorwiegend laminare GS mit wenigen turbulenten Spots, zwischen den Nachlaufpfaden ( $0 < \gamma < 0.5$ ), erhöhter RMS-Wert und entlang der Schaufeloberfläche anschließende Relaminarisierung
- B transitionale GS, laminar mit turbulenten Spots, zwischen den Nachlaufpfaden ( $0 < \gamma < 0.5$ )
- E transitionale GS, hauptsächlich turbulente Bereiche, noch laminare Anteile ( $0.5 < \gamma < 1.0$ )
- F vollturbulente GS ( $\gamma = 1.0$ )
- S Linie bei  $\gamma = 0.5$  ( $< S > = 0$ )
- VG Vorgrenzende des Laufschaufelnachlaufes
- HG Hintergrenze des Laufschaufelnachlaufes

Der augenscheinliche Unterschied der Zuströmung zu Stator 1 zwischen den Konfigurationen ND-MID und ND-LE liegt im höheren Turbulenzgrad zwischen den Laufschaufelnachlaufdellen (Abbildung 8.4). Dieser hat zur Folge, dass die Bereiche A1 in der Konfiguration ND-LE im Bereich bis  $x/l=10$  % über den gesamten Zeitraum zwischen den Laufschaufelnachläufen vorhanden sind (vgl. Abbildung 8.5(c) mit 8.5(d)). Das bedeutet, dass die laminare Grenzschicht im Bereich des negativen Druckgradienten (Beschleunigung) mit mehr Störungen in Form von turbulenten Spots “belastet” ist als das für die Konfiguration ND-MID der Fall ist. Man erkennt das an den erhöhten RMS-Werten sowie positiven Werten der Schiefe in dem Bereich A1. Das zeigt der Vergleich zwischen den Abbildungen 8.5(c) mit 8.5(d), sowie Abbildungen 8.5(e) mit 8.5(f).

Im weiteren Verlauf sind die Auswirkungen der erhöhten turbulenten Störungen in der Zuströmung an der weiteren Vorverlagerung der Transition in der Konfiguration ND-LE gegenüber der Konfiguration ND-MID deutlich zu erkennen. Die Linie “S“, ebenso wie die Grenze zwischen den Bereichen E und F, an der die Schiefe den Wert 1 erreicht, sind bei ND-LE im Vergleich zu ND-MID in Richtung Schaufelvorderkante verschoben. In Abbildung 8.5(f) und 8.5(f) ist dieses aus den Messwerten auswertbare Verhalten schematisch dargestellt.

Die geschwungene Form der Verschiebung des Transitionsbereiches bei ND-LE resultiert aus dem



zeitlichen Verlauf des Turbulenzgrades (Abbildung 8.4), der nach der Laufschaufelnachlaufdele zuerst auf einen der Konfiguration ND-MID vergleichbaren Wert absinkt, um dann zwischen den Laufschaufelnachläufen ein Maximum zu erreichen und bis zum nächsten Laufschaufelnachlauf wieder auf einen der Konfiguration ND-MID vergleichbaren Wert abzusinken.

Für alle anderen Leitgitter (Stator 2, 3 und 4) wurde die Beeinflussung der Grenzschicht der Saugseite noch derart untersucht, dass die stromauf liegenden Leitreihen in die Konfiguration ND-MID sowie ND-LE gebracht wurden. Anschließend wurden die relativ zueinander konfigurierten Gitter (für Stator 3 das VLG, Stator 1 und Stator 2) analog *Clocking II* verstellt.

Für Stator 3 wurde die größte laminare Lauflänge zwischen den Laufschaufelnachläufen für den Fall vermessen, bei dem die Nachlaufdele von Stator 2 auf die Vorderkanten von Stator 3 treffen (Tabelle 8.2). Aus den geschilderten Ergebnissen der Hitzdrahtmessungen kann man schließen, dass der Turbulenzgrad in der Zuströmung von Stator 3 am geringsten ist, wenn die Leitgitter stromauf von Stator 3 sich in der Konfiguration ND-LE befinden und die Nachlaufdele von Stator 2 zwischen die Vorderkanten von Stator 3 “treffen“. Allerdings sind die Unterschiede so gering, dass sie für die Grenzschichtentwicklung keine Rolle spielen.

**Tabelle 8.2** – Variation der Grenzschichtentwicklung auf der Saugseite von Stator 1 und 3, zwischen dem Einfluss der Nachlaufdele der Laufschaufeln, *Clocking II*, Auslegungspunkt, *MS*

Stator Stufe	Min. lam. Lauflänge (ND-LE), $x/l$ [%]	Transitionsende, $x/l$ [%]	Max. lam. Lauflänge (ND-MID), $x/l$ [%]	Transitionsende, $x/l$ [%]
1	22	65	28	68
3	16	56	21	66

### 8.3.3 Grenzschicht auf der Druckseite der Leitschaufeln

Die Druckseite der Leitschaufeln ist in allen vermessenen Betriebspunkten, mit Ausnahme dessen in der Nähe der Stabilitätsgrenze ( $\xi = 0.85$ ), vollturbulent umströmt. Weil keine signifikante Beeinflussung durch Clocking festgestellt werden konnte und der grundsätzliche Grenzschichtverlauf auf der Druckseite einer Leitschaufel der ersten Stufe von Mailach und Vogeler [60] schon ausführlich dokumentiert wurde, wird hier auf eine Darstellung verzichtet.

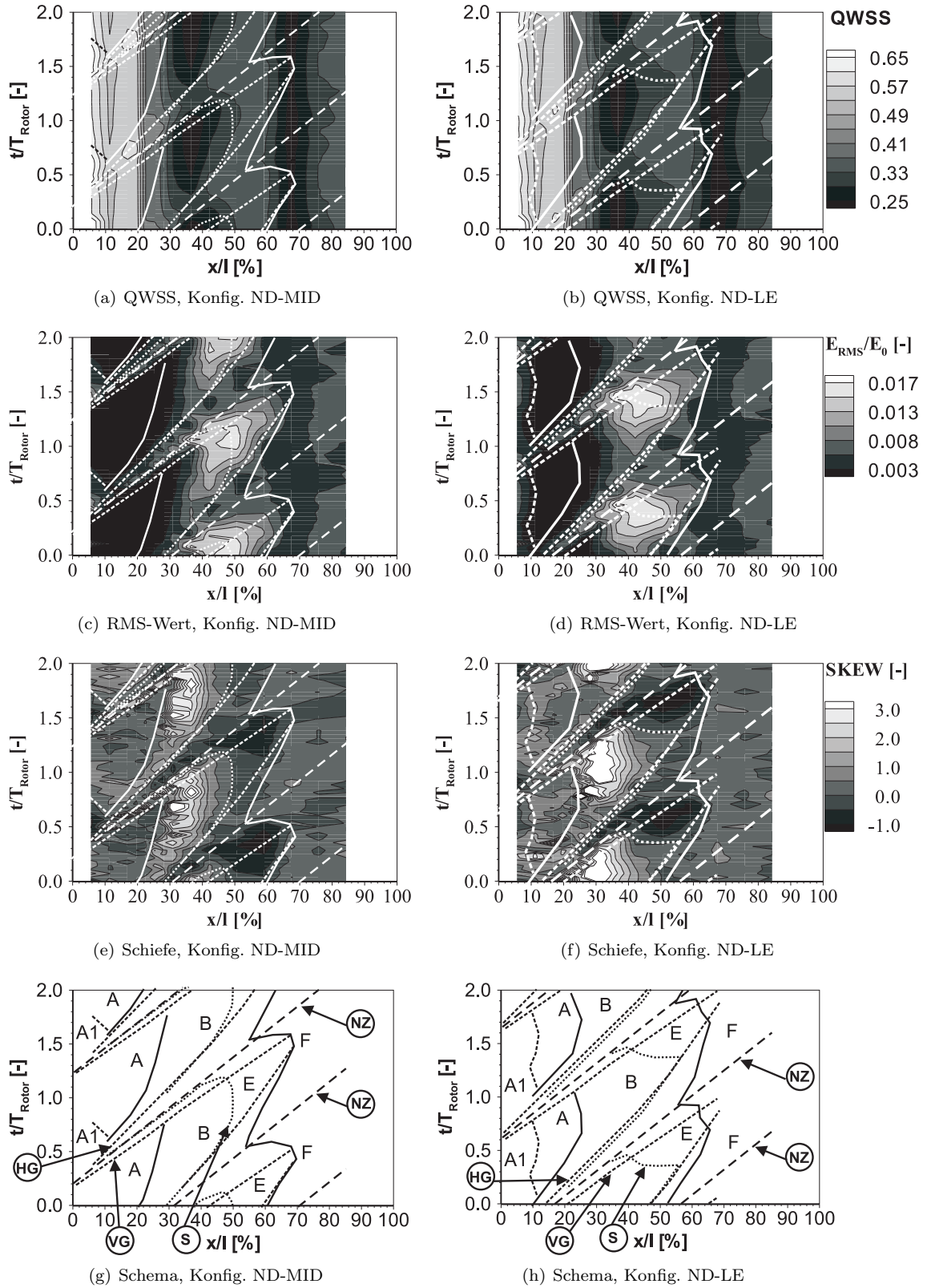
### Ergebnisse

Eine Änderungen des Grenzschichtverlaufes durch Clocking der Leitreihen konnte nur im Auslegungspunkt festgestellt werden. Dort ist die GS in Vorderkantennähe schon erheblich gestört, wird aber durch den negativen Druckgradienten bis  $x/l=20$  % außerhalb des Einflusses der Laufschaufelnachläufe laminar gehalten, so dass die GS auf Unterschiede in der Zuströmung empfindlicher reagiert. Die Änderungen durch Clocking sind durch die geringe Erhöhung des Turbulenzgrades in der Zuströmung sehr gering. Der Transitionsbereich wird auf Stator 1 um ca. 5 % der Sehnenlänge und auf Stator 3 maximal um ca. 8 % der Sehnenlänge verschoben. Die Leitschaufeln der anderen Stufen zeigen vergleichbare Ergebnisse.

Die Ursache liegt klar in einer Erhöhung des Turbulenzgrades in der Zuströmung des betrachteten Leitgitters zwischen den Durchgängen der Laufschaufelnachläufe in der Konfiguration ND-LE. In der Leitgitterkonfiguration ND-MID ist der Turbulenzgrad zwischen den Laufschaufelnachläufen deutlich geringer. Eine Auswirkung auf den Turbulenzgrad im Laufschaufelnachlauf konnte nicht festgestellt werden.

Eine Beeinflussung der druckseitigen Grenzschicht durch Clocking wurde nicht festgestellt, da sie nur nahe der Stabilitätsgrenze transitionell ist. In allen anderen Betriebspunkten ist sie vollturbulent.

Die erzielten Auswirkungen von Clocking auf die Schaufelgrenzschichten sind so gering, dass sie sich auf den Wirkungsgrad nicht auswirken.


 Abbildung 8.5 – Grenzschichtentwicklung auf der SS von Stator 1, MS, Auslegungspunkt  $\xi = 1.0$

---

## 9 Zusammenfassung und Ausblick

Die hier dokumentierten Arbeiten hatten zum Ziel, die grundsätzlichen Mechanismen der Beeinflussung der instationären Schaufelkräfte beim Clocking der Leitreihen eines mehrstufigen Verdichters zu untersuchen und dabei auch Erkenntnisse über die Beeinflussung der Schaufelgrenzschichten und des Kennfeldverhaltens zu gewinnen. Dazu wurden umfangreiche Parameterstudien durchgeführt, bei denen eine Anzahl von über 2000 Leitgitterkonfigurationen (mit Wiederholungen) bei mindestens 3 verschiedenen Betriebspunkten und zum Teil über den gesamten Betriebsbereich der Auslegungsdrehzahl untersucht wurden.

Eine Beeinflussung des Wirkungsgrades, die über die Messunsicherheit von 0.2% hinausginge, konnte dabei nicht festgestellt werden. Auch die Schaufelgrenzschichten wurden durch Clocking kaum beeinflusst. Die Effekte sind zudem stark Betriebspunktabhängig.

Der stärkste Einfluss von Clocking auf die Betriebscharakteristik des Verdichters betraf die Pumpgrenze. Diese konnte in der Konfiguration mit Radialspalten an den Lauf- und Leitschaufeln um 1.5% des Auslegungsmassestromes variiert werden. Mit Radialspalt an den Laufschaufeln und Deckband an den Leitschaufeln betrug die Pumpgrenzenvariation sogar 8% des Auslegungsmassestromes.

Die Untersuchungen zum Einfluss von Clocking auf die instationären Schaufelkräfte zeigten enormes Potential. Für eine Laufreihe wurden Leitgitterkonfigurationen gefunden, die im Maximum eine drei- bis fünfmal so hohe instationäre Schaufeldruckkraft-Amplitude erreichen als bei der Leitgitterkonfiguration für eine minimale dynamische Anregung der Laufschaufelreihe. Ausgehend von diesen Untersuchungen konnten zwei Leitgitterkonfigurationen gefunden werden, bei denen die dynamische Anregung aller Laufreihen gering (Konfiguration MID) bzw. hoch (Konfiguration LE) ausfiel. Die jeweilige geometrische Anordnung der Leitgitter zeigte nahezu unveränderte Ergebnisse bezüglich der Stärke der instationären Schaufelanregung über fast den gesamten Betriebsbereich des Verdichters bei Auslegungsdrehzahl.

Die instationäre Schaufelkraftamplitude in der Konfiguration MID beträgt nur ca. 14% der stationären Schaufelkraft, während sie bei der Konfiguration LE ungefähr 17% bis 21% der stationären Schaufelkraft erreicht. Die absoluten Maxima liegen hingegen bei 25% bis 49%, während die absoluten Minima bei etwa 10% zu finden sind.

Aus den Analysen der instationären Druckverteilungen konnte mit Hilfe der Wellenmechanik eine einfache analytische Beschreibung des instationären Druckfeldes abgeleitet werden. Das Druckfeld einer stark vereinfachten Stufe wird durch zeit- und ortsabhängige harmonische Funktionen in der Wellengleichung beschrieben. Die Auswertung zeigt eine bemerkenswerte Übereinstimmung mit den Messergebnissen. Die Modellierung liefert eine schlüssige Erklärung für die im Experiment gefundenen Druckschwankungen, die entgegen der Rotordrehrichtung mit einem Vielfachen der Umfangsgeschwindigkeit der Laufschaufeln umlaufen. Die hier entwickelte Methode wurde von Fröbel [19] genutzt, um durch Anwendung der Wellengleichung Modalwellen in einem transsonischen Verdichter zu beschreiben.

Mit den Methoden der Wellenmechanik stehen damit Werkzeuge für effiziente Analysen zur Verfügung, mit denen das Verständnis der durch die instationäre Interaktion der Beschaukelung hervorgerufenen Effekte wie Modalwellen, Anregung der aeroelastischen Schaufelschwingungen sowie Lärmentstehung und -fortpflanzung verbessert werden kann.

Außerdem werden Möglichkeiten aufgezeigt, wie mit gleichen Schaufelzahlen und Clocking aller Schaufelreihen die instationären Druck- und Schaufelkraftfluktuationen wirksam minimiert werden können, falls gleiche Schaufelzahlen in allen Stufen praktisch umgesetzt werden können. Potentiell wären damit positive Auswirkungen auf das Betriebsfestigkeitsverhalten und die Lärmentwicklung der Beschaukelung verbunden.

### 9.1 Beeinflussung der instationäre Schaufeldruckkräfte

Die instationären Druckkräfte an den Schaufeln sind aus zwei Gründen von besonderem Interesse. Die ihnen zugrundeliegenden instationären Druckfluktuationen sind direkt für die Emission von tonalem Lärm verantwortlich, während die durch Nachlauf- und Potentialfeldinteraktion hervorgerufenen dynamischen Kräfte zur instationären aerodynamischen Schwingungserregung der

Schaufeln führen. Bei zu geringer Luftkraft-, Werkstoff- und Einspannungsdämpfung kann es dabei zur Resonanzüberhöhung kommen, wenn die aerodynamische Anregung eine der Eigenfrequenzen der Schaufel trifft. Aber auch ohne in Resonanz zu schwingen, wird die Betriebsfestigkeit der Schaufeln direkt durch die Stärke der aerodynamischen Anregung der Schaufeln bestimmt.

Die hier diskutierten Untersuchungen haben gezeigt, dass die aerodynamischen Erregerkräfte durch Clocking der Leitreihen erheblich beeinflusst werden können. Dabei konnte der Stimulus bei der Blattfolgefrequenz  $BFF_S$  für eine einzelne Laufreihe so stark verändert werden, dass er im ungünstigsten Fall eine gegenüber dem günstigsten Fall achtfach höhere Amplitude aufwies.

Aus den Ergebnissen des Clockings einzelner Leitgitter folgte die Erkenntnis, dass die Position der Leitgitter direkt stromauf und stromab einer Laufreihe relativ zueinander den stärksten Einfluss auf die instationären Schaufelkräfte dieser Laufreihe ausübt. Dabei spielt die Positionierung der Nachlaufstörung der stromauf liegenden Leitreihe relativ zum Potentialfeld der stromab liegenden Leitreihe die entscheidende Rolle. In bisherigen Veröffentlichungen wurde gelegentlich ein Zusammenhang zwischen der Position der Leitschaufelnachläufe relativ zum nächsten stromab liegenden Leitgitter und den instationären Schaufelkräften gesucht. Die hier durchgeführten Untersuchungen zeigen klar, dass so ein Zusammenhang nicht existiert.

Die stärkste Beeinflussung wird durch die Nachlaufdellen des stromauf liegenden Leitgitters und das Potentialfeld des nächsten stromab liegenden Leitgitters hervorgerufen. Sowohl der Nachlauf als auch der Potentialfeldeinfluss führen dabei jeweils zu einer wellenförmigen, periodischen Störung mit unterschiedlicher Amplitude, aber bei gleichen Frequenzen der auftretenden Harmonischen, da die Leitreihen gleiche Schaufelzahlen besitzen. Diese wellenförmigen Störungen führen auf den Schaufeln der zwischen ihnen liegenden Laufreihe zur Ausbildung eines Interferenzmusters im statischen Druck, bzw. im örtlichen Wanddruck.

Je nach der Positionierung der Leitgitter relativ zueinander in Umfangsrichtung werden dabei die aus Nachlauf- und Potentialfeld resultierenden, sich stromauf und stromab ausbreitenden, Druckwellen in ihrer Phasenlage zueinander verändert. Dadurch bilden sich auf der Laufschaufeloberfläche Bereiche mit konstruktiver und destruktiver Interferenz, je nach Clocking-Konfiguration an unterschiedlichen Positionen entlang der Schaufeltiefe aus. Wenn um die Mitte der Schaufeltiefe konstruktive Interferenz vorherrscht, sind die instationären Drücke und damit auch die Schaufelkraftfluktuationen am höchsten. Herrscht in dem Bereich destruktive Interferenz vor, sind die dynamischen Schaufeldruckkräfte am geringsten.

Mit diesen Erkenntnissen war es möglich, die Umfangspositionen der Leitgitter so zu optimieren, dass die instationären Kräfte auf den Laufschaufeln aller Stufen in der Konfiguration MID gering ausfielen und in der Konfiguration LE gleichmäßig hoch waren. Im Vergleich zu den aus allen untersuchten Einzelkonfigurationen ermittelten Maximalwerten der dynamischen Anregung konnten die Kraftamplituden mit der Konfiguration MID auf deutlich kleinere Werte als die Hälfte des Maximums gesenkt werden.

Von entscheidender Bedeutung dabei ist, dass dieses Optimum bei einer festen geometrischen Konfiguration der Leitgitter für die Laufschaufeln der ersten Stufe für den gesamten Betriebsbereich bei Auslegungsdrehzahl gültig ist. Für die Laufschaufeln der dritten Stufe behält diese geometrische Leitgitterkonfiguration zwischen Pumpgrenze und 110% des Auslegungsmassestromes ihre Gültigkeit, während bei weiterer Erhöhung des Massestromes beide Konfigurationen MID und LE keine großen Unterschiede aufweisen.

Die instationären Kräfte auf den Leitschaufeln zeigten genau das entgegengesetzte, aber auch nahezu betriebspunktunabhängige Verhalten. Sind auf den Laufschaufeln geringe Kraftamplituden durch Clocking eingestellt, sind die instationären Kraftschwankungen auf den Leitschaufeln maximal. Dieses Ergebnis muss allerdings in dem Zusammenhang bewertet werden, dass die unmittelbare Beeinflussung der instationären Schaufeldruckkräfte der Leitreihen nur durch Clocking der Laufreihen erfolgen kann. Damit kann hier durch Clocking von Leit- und Laufreihen noch eine erhebliche Verbesserung entstehen.

Die Anwendung von Clocking zur Reduktion der dynamischen Erregerkräfte an Turbomaschinen-Beschaufelungen birgt grundsätzlich noch erhebliches Potential. Zum einen würden die Erregerkräfte durch gleiche Schaufelzahlen (nach Gallus und Lambertz [21]) erheblich gesenkt. Dazu können durch Clocking von Leit- und Laufschaufeln bei gleichen Schaufelzahlen die Stimuli an

allen Schaufeln weiter reduziert werden.

Aufgrund der Abhängigkeit der untersuchten Effekte von der Machzahlverteilung an den Schaufeln sollte auch die Übertragbarkeit der Methoden auf transsonische Verdichter untersucht werden. Nach Kerrebrock [43] ist die Ausbreitung der Potentialstörungen stromauf solange von Bedeutung, wie der Betrag der axialen Komponente des Geschwindigkeitsvektors bei der Durchströmung der Turbomaschine geringer als die örtliche Schallgeschwindigkeit bleibt. Dann können weitere Optimierungen erfolgen, bei denen:

- die Axialabstände der Beschaufelung so angepasst werden, dass die Nachlaufwirkung und Potentialwirkung für die Überlagerung ihrer Auswirkung an der jeweiligen Schaufel vergleichbare Intensitäten erreichen (front- und aft-loaded Profile) und
- die Schaufelgeometrien in radialer Richtung so angepasst werden können, dass die dreidimensionalen Effekte durch Clocking optimiert werden können (Edge-Matching, Ji et al. [36], [37]).

Weiterführende Untersuchungen können mit numerischen Methoden durchgeführt werden (Jia [38]). Auch in Bezug auf die Beeinflussung von Effekten der Sekundärströmung wie Eckenablösungen und Radialspaltwirbel und deren Einfluss auf Kennfeldverhalten und speziell die Pumpgrenze bei Verdichtern hat Clocking noch erhebliches Potential für Verbesserungen.

## 9.2 Analytisches Modell zur Beschreibung der instationären Schaufelinteraktion

Ausgehend von diesen Erkenntnissen wurde erstmals der Versuch unternommen, die Interaktion der Druckfelder von fester und rotierender Beschaufelung mit einem einfachen, analytischen Ansatz zu beschreiben. Die durch die Staupunkte der Schaufeln hervorgerufenen, zeitlich und räumlich periodischen Schwankungen des statischen Druckes wurden mit harmonischen Funktionen beschrieben. Die Leitgitter rufen dabei im Absolutsystem eine rein ortsabhängige Schwingung hervor. Aus dem Druckfeld der Laufschaufeln ergibt sich im Relativsystem ebenfalls eine rein ortsabhängige Schwingung. Aus der Relativbewegung beider Bezugssysteme resultiert durch Interferenz der harmonischen Funktionen eine zeit- und ortsabhängige Schwingung des statischen Druckes. Abhängig von der Differenz der Schaufelzahlen von Lauf- und Leitschaufeln entsteht dabei eine Schwebung. Diese bewegt sich aufgrund der Relativbewegung der Schaufeln ebenfalls in Umfangsrichtung. Sie kann sich aber, abhängig vom Schaufelzahlverhältnis im jeweiligen Bezugssystem, gegensinnig zum sich relativ bewegenden Bezugssystem bewegen. Mit diesem einfachen Modell konnten die in den Messwerten teils paradox anmutenden Zusammenhänge anschaulich erklärt werden.

Die gute Übereinstimmung der äußerst einfachen Modellierung der Rotor-Stator-Interaktion mit den experimentellen Daten zeigt, dass das Verhalten der instationären Druckverläufe sehr anschaulich erklärt werden kann und dass die Methoden der Wellenmechanik auch für die Beschreibung und das Verständnis der instationären Interaktion der Strömungsfelder in Turbomaschinen von Bedeutung sind.

Die theoretischen Überlegungen führen auch zu dem Schluss, dass die Auswirkungen von Clocking auf das Kennfeldverhalten des Verdichters mit der Wellenmechanik analysiert und ggf. auch beschrieben werden kann. Durch die Umfangsverschiebung der Leitreihen bzw. ihrer Druckfelder werden die Phasenbeziehungen der Druckfelder der Leitgitter verändert. Dadurch werden auch die auftretenden Schwebungen maßgeblich beeinflusst, da auch diese in ihrer Umfangslage verschoben werden und stufenweise interferieren. Mit der Erweiterung der Wellengleichung auf mehrere Stufen mit der entsprechenden Phasenlage zueinander und die für jede Schaufelreihe charakteristische Anzahl Höherharmonischer kann im nächsten Schritt mit analytisch lösbaren Gleichungen das Verhalten eines mehrstufigen Verdichters beim Clocking abgeschätzt werden. Ob eine noch weiter führende Erweiterung zu einer dreidimensionalen Modellierung sinnvoll ist, darf bezweifelt werden, da numerische Simulationen mit RANS oder LES mit den entsprechenden Vorarbeiten zum Clocking effizienter zum Ergebnis führen dürften. Betrachtungen mit Methoden der Wellenmechanik können allerdings auch hier helfen, dass z.B. für die Auflösung von Modalwellen und ähnlichen Phänomenen geeignete periodische Randbedingungen gefunden werden, um

diese auch in numerischen Simulationen berücksichtigen zu können.

## 9.3 Einfluss auf die Kennlinie

### 9.3.1 Wirkungsgrad

Die Wirkungsgradänderungen durch Clocking blieben über die gesamte Kennlinie bei Auslegungsdrehzahl geringer als die Messunsicherheit für den Wirkungsgrad von  $\pm 0.2\%$ . Nur in der Nähe der Stabilitätsgrenze wurden größere Änderungen vermessen. Das deutet darauf hin, dass die in diesem Betriebsbereich besonders verlustintensiven Sekundärströmungsphänomene wie Radialspaltwirbel, Eckenablösungen etc. durch Clocking beeinflusst werden können.

### 9.3.2 Verschiebung der Pumpgrenze

Einen erheblich stärkeren Einfluss hat Clocking auf den Betriebsbereich des Verdichters. Da offenbar durch die Positionierung der Nachlauf- und Potentialwirkung der Leitschaufeln Sekundärströmungsphänomene wie Radialspaltwirbel, Eckenablösungen etc. beeinflusst werden können, konnte die Lage der Pumpgrenze bei dem mit Radialspalt an Lauf- und Leitschaufeln aufgebautem Verdichter um 1.5% des Auslegungsmassestromes variiert werden. In dem Zusammenhang wurden auch bei den zugehörigen Leitgitterkonfigurationen deutlich unterschiedliche Nachlaufdellenbreiten in den Axialspalten vermessen. Das deutet auf Grenzschichtaufdickungen oder Strömungsablösungen auf den Schaufeln hin.

Bei den, in Aufbau 12 mit Deckband an den Leitschaufeln durchgeführten, Versuchen konnte sogar eine Variation der Pumpgrenze um 8% des Auslegungsmassestromes vermessen werden.

Der erhebliche Einfluss von Clocking auf die instationären Schaufelkräfte lässt vermuten, dass auch auf Sekundärströmungsphänomene wie Radialspaltwirbel, Eckenablösungen und ihre Wechselwirkungen mit den Druckfeldern der stromab und stromauf liegenden Schaufelreihen erheblicher Einfluss genommen werden kann. Durch die Beeinflussung dieser Sekundärströmungsphänomene ist es vorstellbar, dass der Strömungsabriss je nach Clocking-Konfiguration frühzeitig initiiert, oder aber hinausgezögert werden kann.

## 9.4 Grenzschichtentwicklung

Der verschwindend geringe Einfluss von Clocking auf den Wirkungsgrad wird durch den geringen Einfluss von Clocking auf die Transitionslage der Leitschaufeln bestätigt. Nur im Auslegungspunkt konnte eine Verschiebung der Transitionslage von weniger als 5 % bis 8 % der Schaufeltiefe festgestellt werden.

Durch die sich ändernde Umlenkung bei Betriebspunktänderungen wird die für die Transition entscheidende Lage der Nachläufe in der Zuströmung der stromab liegenden Leitreihe erheblich verändert. Damit ist eine auf lange laminare Grenzschicht optimierte Leitgitterkonfiguration nur für einen Betriebspunkt gültig. Es hat sich auch gezeigt, dass schon bei Änderung des Massestromes von  $\pm 10\%$  um den Auslegungspunkt kein Einfluss von Clocking auf die Transitionslage mehr messbar ist.

Die Änderung der Transitionslage zeigt keine Auswirkung auf den Wirkungsgrad des Verdichters, obwohl sie aufgrund der zylindrischen Beschaukelung für einen erheblichen Teil der Schaufelhöhe gültig ist.

Die Leitgitterkonfiguration bei der die laminare Lauflänge hier am größten ist, wird in bisherigen Veröffentlichungen zudem mit dem schlechtesten Wirkungsgrad in Verbindung gebracht. Die Konfiguration ist dadurch gekennzeichnet, dass die Nachlaufdellen einer Leitreihe genau zwischen die Vorderkanten der stromab liegenden Leitreihe treffen. Der höchste Wirkungsgrad wird in bisherigen Veröffentlichungen mit der Konfiguration in Verbindung gebracht, bei der die Nachlaufdellen der Leitgitter etwa auf die Vorderkanten der stromab liegenden Leitreihe treffen. Da diese Konfiguration und die für den geringsten Wirkungsgrad in der bisherigen Literatur, vor allem bei Hochgeschwindigkeitsfall konsistent sind, drängt sich hier die folgende These auf. Die Entwicklung der Schaufelgrenzschicht spielt bei hohen Machzahlen im Gegensatz zum Nieder-

geschwindigkeitsfall vermutlich eine untergeordnete Rolle. Bei Niedergeschwindigkeitsverdichtern sind die beiden Effekte, zum einen die Beeinflussung der Entwicklung der Schaufelgrenzschichten durch Clocking und zum anderen die Beeinflussung der Verlustcharakteristik der Leitgitter durch die geänderte Zuströmung durch die zerhackten Nachlaufdüsen von stromauf, gegenläufig. Die geringen Wirkungsgradvariationen im Bereich der Messunsicherheiten (vgl. auch Barankiewicz und Hathaway [7]) sind vermutlich darauf zurückzuführen.

## Literaturverzeichnis

- [1] *Energie, Wege in die Zukunft*. Collectors Edition. National Geographic, 2009 (11)
- [2] *Die Energiewende zum Erfolg führen*. [www.bmw.de/DE/Themen/Energie/energiewende.html](http://www.bmw.de/DE/Themen/Energie/energiewende.html), Februar 2014
- [3] ADAMCZYK, J. J.: *Passage of an Isolated Airfoil Through a Three-Dimensional Disturbance*, University of Connecticut, Storrs, Connecticut, Diss., 1971
- [4] ARNONE, A. ; MARCONCINI, M. ; GRECO, A. S. D. ; SPANO, E.: Numerical Investigation of Three-Dimensional Clocking Effects in a Low Pressure Turbine. In: *ASME, Journal of Turbomachinery* 126 (2004), July, S. 375–384
- [5] ARNONE, A. ; MARCONCINI, M. ; PACCIANI, R. ; SCHIPANI, C. ; SPANO, E.: Numerical Investigation of Airfoil Clocking in a Three-Stage Low-Pressure Turbine. In: *ASME, Journal of Turbomachinery* 124 (2002), Januar, S. 61–68
- [6] B. SATYANARAYANA, S. D.: Experimental Studies of Unsteady Trailing Edge Conditions. In: *AIAA Journal* 16 (1978), January, Nr. 2, S. 125–129
- [7] BARANKIEWICZ, W. S. ; HATHAWAY, M. D.: Effects of Stator Indexing on Performance in a Low Speed Multistage Axial Compressor / NASA. 1997 (113113). – Technical Memorandum
- [8] BENINI, E. ; TOFFOLO, A.: Towards a Reduction of Compressor Blade Dynamic Loading by Means of Rotor-Stator Interaction Optimization. In: *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2002, Amsterdam, The Netherlands* (2002), 3.-6. Juni. – GT-2002-30396
- [9] BENINI, E. ; TOFFOLO, A.: Innovative Procedure to Minimize Multi-Row Compressor Blade Dynamic Loading Using Rotor-Stator Interaction Optimization. In: *Proc. IMechE Part A: Journal of Power and Energy* 221 (2006), Oktober, S. 59–66
- [10] BOOS, P. ; MÖCKEL, H. ; HENNE, J. M. ; SELMEIER, R.: *Flow Measurement in a Multistage Large Scale Low Speed Axial Flow Research Compressor*. ASME 98-GT-432, 1998
- [11] BRÄUNLING, W.: *Flugzeugtriebwerke*. Springer, 2004. – ISBN 978-3540763680
- [12] COMMERFORD, G. L. ; CARTA, F. O.: Unsteady Aerodynamic Response of a Two-Dimensional Airfoil at High Reduced Frequency. In: *AIAA Journal* 21 (1974), Januar, Nr. 1, S. 43–48
- [13] DORNEY, D. J. ; SHARMA, O. P. ; GUNDY-BURLET, K. L.: Physics of Airfoil Clocking in a High-Speed Axial Compressor. In: *International Journal of Turbo and Jet Engines* 15 (1998), S. 259–270
- [14] DORNEY, D. J. ; SONDAK, D. L. ; CIZMAS, P. G. A. ; SAREN, V. E. ; SAVIN, N. M.: Full-Annulus Simulation of Airfoil Clocking in a Compressor at Off-Design Operating Conditions. In: *AIAA Journal* (1999), Nr. 99-2383
- [15] DRELA, M.: *XFOIL-Subsonic Airfoil Development System*. <http://web.mit.edu/drela/Public/web/xfoil/>, download 2005
- [16] DURALI, M. ; KERREBROCK, J.L.: Stator Performance and Unsteady Loading in Transonic Compressor Stages. In: *Journal of Turbomachinery* 120 (1998), April, S. 224–232
- [17] ECKERT, B. ; SCHNELL, E.: *Axial- und Radialkompressoren*. Springer-Verlag Berlin, Heidelberg, New York, 1980. – ISBN 3-540-02646-0
- [18] FABIAN, M. K.: *Unsteady Pressure Distribution Around Compressor Vanes in an Unsteady, Transonic Cascade*, University of Notre Dame, Ph.D. Thesis, Aerospace Engineering, 1995



- [19] FRÖBEL, T.: *Instationäre Strömungsvorgänge im Bereich von Randkavitäten mehrstufiger Hochdruckverdichter*, TU München, Dissertation, 2012
- [20] FUJITA, H. ; KOVASZNAY, L. S. G.: Unsteady Lift and Radiated Sound from a Wake Cutting Airfoil. In: *AIAA Journal* 12 (1974), September, Nr. 9, S. 1216–1221
- [21] GALLUS, H. E. ; LAMBERTZ, J.: *Forschungsberichte des Landes Nordrhein-Westfalen*. Bd. 3076: *Gestaltungsrichtlinien zur Reduzierung von Schaufelschwingungsanregungen infolge instationärer Schaufeldruckverteilungen*. Fachgruppe Maschinenbau/Verfahrenstechnik. Westdeutscher Verlag GmbH, 1981. – ISBN 3–531–03076–0
- [22] GALLUS, H. E. ; LAMBERTZ, J. ; WALLMANN, T.: *Experimentelle Untersuchungen der Relativströmung im Laufrad einer Axialverdichterstufe*. Fachgruppe Maschinenbau/Verfahrenstechnik. Westdeutscher Verlag GmbH, 1978 (Forschungsberichte des Landes Nordrhein-Westfalen 2711). – ISBN 3–531–02711–5
- [23] GLIEBE, P. R.: Aeroacoustics in Turbomachines and Propellers - Future Research Needs. In: ATASSI, H. M. (Hrsg.): *Unsteady Aerodynamics, Aeroacoustics, and Aeroelasticity of Turbomachines and Propellers*, Springer-Verlag, 1993, S. 619–642
- [24] GOSSWEILER, C.: *Sonden und Messsysteme für schnelle aerodynamische Strömungsmessung mit piezoresistiven Druckgebern*, ETH Zürich, Dissertation, 1993. – Diss. ETH Nr. 10253
- [25] GRIFFIN, L.W. ; HUBER, F.W. ; SHARMA, O.P.: Performance Improvement Through Indexing of Turbine Airfoils: Part 2 - Numerical Simulation. In: *ASME, Journal of Turbomachinery* 118 (1996), Oktober, S. 636–642
- [26] GROLLIUS, H. W.: *Experimentelle Untersuchung von Rotor-Nachlaufdellen und deren Auswirkung auf die dynamischen Belastungen axialer Verdichter- und Turbinengitter*, RWTH Aachen, Diss., 1981
- [27] HEINKE, W.: *Experimentelle Untersuchungen zum Clocking-Effekt an einer stationären Stator-Stator-Anordnung*, TU Darmstadt, Dissertation, 2002
- [28] HENDERSON, R. E.: *The Unsteady Response of an Axial Flow Turbomachine to an Upstream Disturbance*, University of Cambridge, Diss., 1972
- [29] HODSON, H. P. ; HUNTSMAN, I. ; STEELE, A. B.: An Investigation of Boundary Layer Development in a Multistage LP Turbine. In: *ASME Journal of Turbomachinery* 116 (1994), Juli, Nr. 3, S. 375–383
- [30] HORT, W.: Schwingungen der Räder und Schaufeln in Dampfturbinen. In: *VDI-Zeitschrift* (1926), Nr. 43
- [31] HOYNACKI, A.: *Experimentelle Untersuchung instationärer Strömungsvorgänge in einem dreistufigen Axialverdichter mit CDA-Beschaufelung*, Institut für Strahlantriebe und Turboarbeitsmaschinen, RWTH Aachen, Dissertation, 1999
- [32] HSU, S. T. ; WO, A. M.: Reduction of Unsteady Blade Loading by Beneficial use of Vortical and Potential Disturbances in an Axial Compressor with Rotor Clocking. In: *ASME, Journal of Turbomachinery* vol. 120 (1998), Oktober, S. 705–712
- [33] HUBER, F. W. ; JOHNSON, P. D. ; SHARMA, O. P. ; STAUBACH, J. B. ; GADDIS, S. W.: Performance Improvement Through Indexing of Turbine Airfoils: Part 1 - Experimental Investigation. In: *ASME, Journal of Turbomachinery* 118 (1996), Oktober, S. 630–635
- [34] ISPAS, I. ; LÜCKING, P.: Berechnung des potentialtheoretischen Einflusses in der instationären, reibungsfreien und inkompressiblen Strömung durch ebene Gitterstufen von axialen Turbomaschinen. In: *Forschung im Ingenieurwesen* 45 (1979), Nr. 2, S. 62–68

- [35] IWANOW, J.: *Seminar Technische Diagnostik, Zeit-Frequenz-Analyse*. 1999. – Institut für Energiemaschinen und Maschinenlabor, Professur für Technische Diagnostik
- [36] JI, L. ; CHEN, J. ; XU, J.: Exploration on Edge Matching for Unsteady Design of Turbomachinery. In: *17th International Symposium on Airbreathing Engines, 2005, Munich, Germany, AIAA*, 2005. – ISABE-2005-1126
- [37] JI, L. ; YI, W. ; YAN, Z. ; CHEN, J.: Application of Edge Matching to Maximizing Three-Dimensional Clocking Benefit. In: *18th International Symposium on Airbreathing Engines, 2007, Beijing, China, AIAA*, 2007. – ISABE-2007-1258
- [38] JIA, H.: *Investigation of Unsteady Effects of Stator Blade Rows Clocking in a Low-Speed Axial Flow Compressor*, Xi'an Jiaotong University, School of Energy and Power Engineering, Xi'an, China, Dissertation, 2008
- [39] JIA, H. ; VOGELER, K. ; MÜLLER, L. ; MAILACH, R.: Numerical Investigation of Rotor-Stator-Interactions in a 1.5-Stage Low-Speed Axial Compressor. In: *Journal of Computational and Applied Mechanics (JCAM)* 8 (2007), Nr. 1, S. 71–83
- [40] KARMAN, T. von ; SEARS, W.R.: Airfoil Theory for Non-Uniform Motion. In: *Journal of Aeronautical Sciences* 5 (1938), S. 379–390
- [41] KEMP, N. H. ; SEARS, W. R.: Aerodynamic Interference between Moving Blade Rows. In: *Journal of the Aeronautical Sciences* 20 (1953), Nr. 9, S. 585–612
- [42] KEMP, N. H. ; SEARS, W. R.: The Unsteady Forces due to Viscous Wakes in Turbomachines. In: *Journal of the Aeronautical Sciences* (1955), Juli, S. 478–483
- [43] KERREBROCK, J. L.: *Aircraft Engines and Gas Turbines*. 2nd edition. MIT Press, 1992. – ISBN 978-0262111621
- [44] KÖNIG, S.: *Untersuchung des Einflusses überlagerter Stator- und Rotornachläufe auf den Clocking-Effekt an einer 1.5-stufigen axialen Gasturbine*, TU Darmstadt, Dissertation, 2006
- [45] KRUG, A.: *Entwicklung und Erprobung instationärer Kalibriereinrichtungen für eine zeitlich hochauflösende Zylindersonde*, TU Dresden, Institut für Strömungsmechanik, Großer Beleg B-1672, 2009
- [46] KÜSSNER, H. G.: Das zweidimensionale Problem der beliebig bewegten Tragfläche unter Berücksichtigung von Partialbewegungen der Flüssigkeit. In: *Luftfahrtforschung* 17 (1940), S. 355–361
- [47] KUCHLING, H.: *Taschenbuch der Physik*. Bd. 18. Auflage. Fachbuchverlag Leipzig, 2004. – ISBN 3-446-22883-7
- [48] KUPFERSCHMIED, P.: *Zur Methodik zeitaufgelöster Messungen mit Strömungssonden in Verdichtern und Turbinen*, ETH Zürich, Dissertation, 1998. – Diss. ETH Nr. 12774
- [49] LEE, Y. ; FENG, J.: Potential and Viscous Interactions for a Multi-Blade-Row Compressor. In: *ASME, Journal of Turbomachinery* 126 (2004), Oktober, S. 464–472
- [50] LEFCORT, M. D.: An Investigation Into Unsteady Blade Forces in Turbomachines. In: *ASME, Journal of Engineering for Power* 87 (1965), Oktober, Nr. Ser. A, S. 345 – 354
- [51] LEHMANN, I.: *Strömungsuntersuchungen in stehenden und rotierenden Schaufelkanälen mittels Laser-Doppler-Anemometrie*, Technische Universität Dresden, Dissertation, 2003
- [52] LIENHART, W.: *Berechnung der instationären Strömung durch gegeneinander bewegte Schaufelgitter und der Schaufelkraftschwankungen*. VDI-Verlag GmbH Düsseldorf, 1974 (VDI-Forschungsheft 562)

- [53] LINDNER, E. ; DÖGE, K.: Strömungsmechanische Grundlagen der Turbomaschinen, 3. Studienbrief / TU Dresden. 2000. – Lehrbrief für das Fernstudium an der TU Dresden
- [54] LOTZ, M.: *Erregung von Schaufelschwingungen in axialen Turbomaschinen durch die benachbarten Schaufelgitter*, Dissertation an der Technische Hochschule München, Diss., 1965
- [55] MAILACH, R.: *Experimentelle Untersuchung von Strömungsinstabilitäten im Bereich zwischen Auslegungspunkt und Stabilitätsgrenze eines vierstufigen Niedergeschwindigkeits-Axialverdichters*, Technische Universität Dresden, Dissertation, 2001
- [56] MAILACH, R.: Abschlussbericht zum DFG-Projekt “Experimentelle Untersuchungen zu instationären Strömungen in einem Niedergeschwindigkeits-Verdichter“ im Verbundvorhaben “Periodisch instationäre Strömung in Turbomaschinen“ / TU Dresden, Institut für Strömungsmechanik, Professur für Turbomaschinen und Strahlantriebe. 2004 (Förderkennzeichen Vo-820/1-1 bis 3). – Forschungsbericht
- [57] MAILACH, R.: *Unsteady Flow in Turbomachinery*. TUDpress, 2010. – ISBN 978-3-941298-92-7. – Habilitation, TU Dresden, 2009
- [58] MAILACH, R. ; VOGELER, K.: Experimentelle Untersuchung des instationären Grenzschichtverhaltens auf den Schaufeln eines Niedergeschwindigkeits-Axialverdichters. In: *Deutscher Luft- und Raumfahrtkongress*, 2002
- [59] MAILACH, R. ; VOGELER, K.: Wake-Induced Boundary Layer Transition in a Low-Speed Axial Compressor. In: *Journal of Flow, Turbulence and Combustion, Special Issue: Unsteady Flow in Turbomachinery* 69 (2002), Nr. 3-4, S. 271–294
- [60] MAILACH, R. ; VOGELER, K.: Aerodynamic Blade Row Interactions in an Axial Compressor - Part I: Unsteady Boundary Layer Development. In: *Journal of Turbomachinery* 126 (2004), Januar, Nr. 1, S. 35–44
- [61] MAILACH, R. ; VOGELER, K.: Aerodynamic Blade Row Interactions in an Axial Compressor - Part II: Unsteady Profile Pressure Distribution and Blade Forces. In: *Journal of Turbomachinery* 126 (2004), Januar, Nr. 1, S. 45–51
- [62] MAILACH, R. ; VOGELER, K.: Rotor-Stator Interactions in a Four-Stage Low-Speed Axial Compressor, Part I: Unsteady Profile Pressures and the Effect of Clocking. In: *ASME Journal of Turbomachinery* 126 (2004), Oktober, S. 507–518
- [63] MAILACH, R. ; VOGELER, K.: Blade Row Interaction in Axial Compressors, Part II: Unsteady Behaviour of Boundary Layer, Pressure Distribution and Excited Pressure Force of Compressor Blades. In: *Lecture Series 2006-06, Advances in Axial Compressor Aerodynamics*. Rhode-Saint-Genèse, Belgium, Mai 2006. – ISBN 2-930389-68-0
- [64] MEYER, R. X.: The Effect of Wakes on the Transient Pressure and Velocity Distributions in Turbomachines. In: *Transactions of the ASME, Journal of Basic Engineering* (1958), S. 1544–1552
- [65] MÜLLER, L.: *Zeitaufgelöste Bestimmung von Schaufelkräften auf Verdichterschaufeln*, Technische Universität Dresden, Institut für Strömungsmechanik, Professur für Turbomaschinen und Strahlantriebe, Diplomarbeit D-1581, 2002
- [66] MÜLLER, L. ; MAILACH, R. ; VOGELER, K.: Boundary Layer Development on Rotor Blades of a 4-Stage Low-Speed Axial Compressor. In: *ISABE 2005, 17th International Symposium on Airbreathing Engines, Munich, Germany, AIAA*, September 2005

- [67] MÜLLER, L. ; MAILACH, R. ; VOGELER, K.: Grenzschichtentwicklung auf den Laufschaufeln des vierstufigen Niedergeschwindigkeits-Axialverdichters Dresden. In: VOGELER, R. K.; M. K.; Müller (Hrsg.): *Fortschritt durch skalierte Niedergeschwindigkeitsversuche, 10 Jahre Versuchsbetrieb am Niedergeschwindigkeits-Axialverdichter der TU Dresden, Tagungsband zur 21. Strömungstechnischen Tagung* Bd. Band 2, 2005 (Turbomaschinen), S. 21–34
- [68] MÜLLER, L. ; MÜLLER, R. ; VOGELER, K.: Wirkungsgradgesteigerte CDA-Beschaufelung / TU Dresden. 2003. – Abschlussbericht zum BMWi Vorhaben 0327061 B
- [69] MÜLLER, R. ; MAILACH, R. ; LEHMANN, I.: The Design and Construction of a Four-Stage Low-Speed Research Compressor. In: *Proceedings of the IMP '97 Conference on Modelling and Design in Fluid-Flow Machinery*. Gdansk, Poland, November 1997
- [70] NAGUIB, M.: *Theoretical Estimation of Dynamic Forces and Vibratory Stresses for a Turbine Blade*, ETH Zürich, Diss., 1965
- [71] NIEHUIS, R. ; BOHNE, A. ; HOYNACKI, A.: Experimental Investigation of Unsteady Flow Phenomena in a Three Stage Axial Compressor. In: BOIS, M. Stastny; C. H. Sieverding; G. (Hrsg.): *Proceedings of the 5th European Conference on Turbomachinery - Fluid Dynamics and Thermodynamics*. Prag, Tschechische Republik, März 2003, S. 209 – 219
- [72] OREAR, J.: *Physik*. Carl Hanser Verlag München Wien, 1991. – ISBN 3-446-17976
- [73] OWCZAREK, J. A.: On the Phenomenon of Pressure Pulses Reflecting Between Blades of Adjacent Blade Rows of Turbo-Machines. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo 2009: Power for Land, Sea and Air*. Orlando, Florida, USA, June 8-12 2009
- [74] PIEPER, S. J.: *Erfassung instationärer Strömungsvorgänge in einem hochtourigen, invers ausgelegten einstufigen Axialverdichter mit Vorleitrad*, Institut für Strahlantriebe und Turbomaschinen, RWTH Aachen, Dissertation, 1995
- [75] R. MAILACH, L. M. ; VOGELER, K.: Experimental Investigations of Unsteady Forces on Rotor and Stator Blades of an Axial Compressor. In: M. STASTNY, G. B. C.H. Sieverding S. C.H. Sieverding (Hrsg.): *5th European Conference on Turbomachinery - Fluid Dynamics and Thermodynamics, ETC, Conference Proceedings*. Praha, Czech Republic, March, 17-22 2003, S. 221–233
- [76] SAUER, H. ; BERNSTEIN, W. ; BERNHARD, H. ; BIESINGER, T. ; BOOS, P. ; MÖCKEL, H.: Konstruktion, Fertigung und Aufbau eines Verdichterprüfstandes und Aufnahme des Versuchsbetriebes an einem Niedergeschwindigkeits-Axialverdichter in Dresden / TU Dresden. 1996. – Abschlußbericht zum BMBF-Vorhaben 0326758A, Dresden
- [77] SCHLIENGER, J. ; PFAU, A. ; KALFAS, A. I. ; ABHARI, R. S.: Measuring Unsteady 3D Flow with a single Pressure Transducer. In: M. STASTNY, G. B. C. H. Sieverding S. C. H. Sieverding (Hrsg.): *Proceedings of the 5th European Conference on Turbomachinery - Fluid Dynamics and Thermodynamics*. Praha, Czech Republic, March, 17-22 2003, S. 849 – 858
- [78] SCHMIDT, D.: *Entwicklung und Erprobung einer zeitlich hochauflösenden Pitotsonde*, TU Dresden, Institut für Strömungsmechanik, Großer Beleg B-1613, 2004
- [79] SEARS, W. R.: Some Aspects of Non-Stationary Airfoil Theory and its Practical Application. In: *Journal of the Aeronautical Sciences* 8 (1941), S. 104–108
- [80] SÖHNGEN, H.: Angenäherte Berechnung der periodischen Luftkräfte an einem Blattelement von gegenläufigen Luftschrauben / Deutsche Versuchsanstalt für Luftfahrt e. V. Institut für Aerodynamik, Berlin-Adlershof, 27. März 1940 (1222). – Forschungsbericht
- [81] THEODORSEN, T.: General Theory of Aerodynamic Instability and the Mechanism of Flutter / NACA. 1935 (496). – Technical Report

## LITERATURVERZEICHNIS

---

- [82] TIEDEMANN, M. ; KOST, F.: Some Aspects of Wake-Wake Interactions Regarding Turbine Stator Clocking. In: *Proceedings of ASME TurboExpo, Munich* (2000), Mai, Nr. 2000-GT-487
- [83] TRENTZSCH, D.: *Instationäre Druckmessungen am NGV Dresden mit einer Zylindersonde*, TU Dresden, Institut für Strömungsmechanik, Großer Beleg B-1646, 2007
- [84] W. RIESS, M. B.: Stationäres und instationäres Verhalten verschiedener Typen von Strömungsmesssonden in instationärer Strömung / DFG. 2003 (Ri 375/13-1). – Abschlussbericht
- [85] WEINIG, F.: *Strömung um die Schaufeln von Turbomaschinen*. Verlag von J. A. Barth, Leipzig, 1935
- [86] ZIERKE, W. C.: Unsteady Force Calculations In Turbomachinery / Applied Research Laboratory, Naval Sea Systems Command, Department of the Navy. Washington, DC 20362, Juli 1991 (TR 91-008). – Technical Report

## Abbildungsverzeichnis

1.1	Zweidimensionale Beeinflussung der instationären Kräfte an den Laufschaufeln . .	16
2.1	NGV Dresden . . . . .	22
2.2	Profilierung der Vorleit-, Lauf- und Leitschaufeln im Mittelschnitt, Definition von Geschwindigkeitsdreiecken und Koordinatensystem . . . . .	23
2.3	Umfangspositionen der Leitgitter bei der Messkampagne <i>Clocking I</i> relativ zur Referenzkonfiguration (Clocking 0 bzw. Clocking 10) . . . . .	25
2.4	Vergleich der Leitgitterkonfigurationen bei <i>Clocking III</i> . . . . .	26
2.5	Leitgitterkonfigurationen bei <i>Clocking IV</i> . . . . .	26
2.6	Definition des Koordinatensystems, des Kontrollvolumens, der Geschwindigkeitsdreiecke und der Winkel . . . . .	27
2.7	Stationäre Vergleichsmessung der Strömungswinkel zwischen Aufbau 1A, 12-2 und 2, im MS . . . . .	31
2.8	Piezoresistive Drucksensoren auf einer Laufschaufel (links ENTRAN) und zwei Leitschaufeln (mitte ENTRAN, rechts KULITE) . . . . .	33
2.9	Verstärkerkarte für piezoresistive Drucksensoren innerhalb des Rotors des NGV Dresden . . . . .	34
2.10	Definition der für die Ensemble-Mittelung wichtigen Parameter bei der Messung .	34
2.11	Geometrie, Kraftbeiwerte und Geschwindigkeiten im Schaufelkoordinatensystem .	35
2.12	Über $t/T=4$ periodisches Signal eines beispielhaften Verlaufes eines Kraftbeiwertes	37
2.13	Oberflächenheißfilme auf einer Leitschaufel (links) und einer Laufschaufel (rechts) der 1. Stufe des NGV Dresden (jeweils Saugseite, Mittelschnitt) . . . . .	38
2.14	Zylindersonde . . . . .	41
2.15	links, Zylindersonde in der Kalibrierbox; mitte, Sonde im Kalibrierkanal; rechts, Koordinatensystem bei der Sondenkalibrierung . . . . .	42
2.16	stationäre Kalibrierwerte von Sonde 1 . . . . .	42
2.17	Stationäre Kalibrierung . . . . .	43
2.18	Schematische Darstellung der Zylindersonde als Quasi-Dreilochsonde . . . . .	44
2.19	Kalibrierfunktionen $K_\alpha$ , $K_{tot}$ und $K_{stat}$ . . . . .	45
2.20	Stationäre Vergleichsmessung zwischen Fünflochsonde und Zylindersonde, ME3, MS, $\xi = 1.0$ . . . . .	47
2.21	Zeitaufgelöste, auf den zeitlichen Mittelwert bezogene Axialgeschwindigkeit, MS, $\xi = 1.0$ , Referenzkonfiguration . . . . .	48
3.1	Nachlaufdelle des Vorleitgitters im MS, $\xi = 1.0$ und $\xi = 0.85$ , REF . . . . .	50
3.2	Nachlaufdelle des Vorleitgitters im MS, $\xi = 1.0$ und $\xi = 0.85$ , REF . . . . .	50
3.3	Nachlaufdellenpfade im MS bei $\xi = 1.0$ und $\xi = 0.85$ , Referenzkonfiguration . . . .	51
3.4	Vergleich der Leitgitterkonfigurationen aus <i>Clocking I</i> und <i>Clocking III</i> . . . . .	51
4.1	Zeitlich gemittelte Strömungsparameter in der Zuströmung von Rotor 1, um ME3, MS . . . . .	54
4.2	Strömungswinkel im Relativsystem der Zuströmung von Rotor 1, um ME3, in drei Betriebspunkten bei zwei Leitgitterkonfigurationen, MS . . . . .	55
4.3	Statischer Druck in der Abströmung von Rotor 1, um ME4, Betriebspunkt $\xi = 1.1$ , MS . . . . .	56
4.4	Statischer Druck in der Abströmung von Rotor 1, um ME4, Betriebspunkt $\xi = 1.0$ , MS . . . . .	57
4.5	Statischer Druck in der Abströmung von Rotor 1, um ME4, Betriebspunkt $\xi = 0.85$ , MS . . . . .	58
4.6	Strömungswinkel im Relativsystem der Abströmung von Rotor 1, um ME4, im Auslegungspunkt bei zwei Leitgitterkonfigurationen, MS . . . . .	59
4.7	Strömungswinkel im Relativsystem der Zuströmung von Rotor 3, in zwei Betriebspunkten bei zwei Leitgitterkonfigurationen, ME7, MS . . . . .	60
4.8	Statischer Druck in der Abströmung von Rotor 3, ME8, in zwei Betriebspunkten bei zwei Leitgitterkonfigurationen, MS . . . . .	61

# ABBILDUNGSVERZEICHNIS

4.9	Strömungswinkel im Relativsystem in der Zuströmung von Rotor 2, um ME5, Auslegungspunkt, zwei Leitgitterkonfigurationen, MS . . . . .	61
4.10	Statischer Druck in der Abströmung von Rotor 2, um ME6, Auslegungspunkt, zwei Leitgitterkonfigurationen, MS . . . . .	61
4.11	Zeitgemittelter Relativströmungswinkel in ME3 (hinter VLG, Zuströmung Rotor 1) und zeitgemittelte Absolutgeschwindigkeit in ME4, VLG variiert . . . . .	62
4.12	Zeitgemittelter Relativströmungswinkel in ME7 und zeitgemittelte Absolutgeschwindigkeit in ME8, Stator 2 variiert . . . . .	63
4.13	Zeitgemittelter statischer Druck in ME4, Stator 1 variiert und in ME8, Stator 3 variiert . . . . .	64
4.14	Strömungsfeld in der Zuströmung von Stator 1 über den Axialsplatt und die Umfangsrichtung für einen Zeitpunkt, Leitgitterkonfiguration LE, MS, Auslegungspunkt	66
4.15	Strömungsfeld in der Abströmung von Stator 1 über den Axialsplatt und die Umfangsrichtung für einen Zeitpunkt, Leitgitterkonfiguration LE, MS, Auslegungspunkt	67
4.16	Zeitlicher Verlauf des Absolutströmungswinkels in der Zuströmung von Stator 1 über den Axialsplatt, in drei Betriebspunkten bei zwei Leitgitterkonfigurationen, MS	68
4.17	Zeitlicher Verlauf des statischen Druckes in der Zuströmung von Stator 1 an zwei axialen Schnitten über den Axialsplatt, in drei Betriebspunkten bei zwei Leitgitterkonfigurationen, MS . . . . .	69
4.18	Spektren des statischen Druckes in der Zuströmung von Stator 1 an zwei axialen Schnitten im Axialsplatt, im Auslegungspunkt, bei zwei Leitgitterkonfigurationen, MS	70
4.19	Verlauf der spektralen Anteile des statischen Druckes in der Zuströmung von Stator 1 an vier axialen Schnitten über den Axialsplatt, im Auslegungspunkt bei zwei Leitgitterkonfigurationen, MS . . . . .	71
4.20	Zeitlicher Verlauf verschiedener Strömungsparameter in der Zuströmung von Stator 3 in Messebene ME8, in zwei Betriebspunkten, bei zwei Leitgitterkonfigurationen, MS . . . . .	72
4.21	Spektren verschiedener Strömungsparameter in der Zuströmung von Stator 3 in Messebene ME8, $\xi = 1.0$ , bei zwei Leitgitterkonfigurationen, MS . . . . .	73
4.22	Zeitlicher Verlauf des Absolutströmungswinkels in der Abströmung von Stator 1 über den Axialsplatt, konstante Umfangsposition zwischen den Hinterkanten von Stator 1, in drei Betriebspunkten bei zwei Leitgitterkonfigurationen, MS . . . . .	74
4.23	Zeitlicher Verlauf des statischen Druckes und des Absolutströmungswinkels auf der approximierten Stromlinie in der Abströmung von Stator 1 über den Axialsplatt, $\xi = 1.0$ , MS . . . . .	75
4.24	Zeitlicher Verlauf des statischen Druckes in der Abströmung von Stator 1 über den Axialsplatt, konstante Umfangsposition hinter der Hinterkante von Stator 1, in drei Betriebspunkten bei zwei Leitgitterkonfigurationen, MS . . . . .	76
4.25	Spektren des statischen Druckes in der Abströmung von Stator 1 an zwei axialen Schnitten im Axialsplatt, im Auslegungspunkt, bei zwei Leitgitterkonfigurationen, MS	77
4.26	Verlauf der spektralen Anteile statischen Druckes in der Abströmung von Stator 1 an drei axialen Schnitten über den Axialsplatt, $\xi = 1.0$ , bei zwei Leitgitterkonfigurationen, MS . . . . .	77
5.1	Stationärer Kraftbeiwert in $c_{F,y}$ für Stator 3, MS, Clocking II von Stator 2 bzw. Stator 4 . . . . .	79
5.2	Stationäre Druckverteilung von Rotor 1 und Stator 3, MS, Leitgitterkonfiguration REF, in drei Betriebspunkten . . . . .	80
5.3	Stationäre Schaufelkräfte (Druckkräfte) im MS der Lauf- und Leitschaufeln über die Kennlinie bei Auslegungsdrehzahl . . . . .	80
5.4	Instationäre Kraftamplitude auf den Laufschaufeln der ersten Stufe, MS, <i>Clocking II</i> , Leitgitterausgangskonfiguration REF . . . . .	82
5.5	Instationäre Kraftamplitude auf den Laufschaufeln der dritten Stufe, MS, <i>Clocking II</i> , Leitgitterausgangskonfiguration REF . . . . .	83

# ABBILDUNGSVERZEICHNIS

5.6	Instationären Schaufelkraft für die Extremwerte der Kraftamplitude auf den Laufschaufeln der ersten Stufe, <i>Clocking II</i> , Ausgangskonfiguration REF . . . . .	84
5.7	Spektren der Verläufe aus Abbildung 5.6 bei $\xi = 1.0$ , <i>Clocking II</i> , Ausgangskonfiguration REF . . . . .	84
5.8	Instationären Schaufelkraft für die Extremwerte der Kraftamplitude auf den Laufschaufeln der dritten Stufe, <i>Clocking II</i> , Ausgangskonfiguration REF . . . . .	84
5.9	Spektren der Verläufe aus Abbildung 5.8 bei $\xi = 1.0$ , <i>Clocking II</i> , Leitgitterausgangskonfiguration REF . . . . .	85
5.10	Instationäre Kraftamplitude auf den Laufschaufeln in der Ausgangskonfiguration REF, über der Relativposition zwischen stromauf und stromab liegendem Leitgitter, MS, <i>Clocking II</i> . . . . .	87
5.11	Instationäre Kraftamplitude auf den Laufschaufeln in der Ausgangskonfiguration MID, über der Relativposition zwischen stromauf und stromab liegendem Leitgitter, MS, <i>Clocking II</i> . . . . .	88
5.12	Instationäre Kraftamplitude auf den Laufschaufeln in der Ausgangskonfiguration LE, über der Relativposition zwischen stromauf und stromab liegendem Leitgitter, MS, <i>Clocking II</i> . . . . .	89
5.13	Verhältnis der Amplitude der instationären Schaufelkraft zur stationären Schaufelkraft für die Konfigurationen REF, MID und LE aus <i>Clocking III</i> sowie absolute Maxima und Minima über den Betriebsbereich bei Auslegungsdrehzahl . . . . .	90
5.14	Wechselanteile des statischen Wanddruckes, Rotor 1, MS, $\xi = 1.0$ , Leitgitterkonfiguration MID . . . . .	92
5.15	Wechselanteile des statischen Wanddruckes, Rotor 1, MS, $\xi = 1.0$ , Leitgitterkonfiguration LE . . . . .	93
5.16	Wechselanteile des statischen Wanddruckes, Rotor 1, MS, Leitgitterkonfiguration MID, weitere Betriebspunkte . . . . .	94
5.17	Wechselanteile des statischen Wanddruckes, Rotor 1, MS, Leitgitterkonfiguration LE, weitere Betriebspunkte . . . . .	94
5.18	Verlauf von Kraftamplitude und Phasenwinkel der instationären Drücke auf der Laufschaufel der ersten Stufe über die Schaufeltiefe im Frequenzbereich bei Leitschaufelkonfiguration MID, Auslegungspunkt . . . . .	98
5.19	Verlauf von Kraftamplitude und Phasenwinkel der instationären Drücke auf der Laufschaufel der ersten Stufe über die Schaufeltiefe im Frequenzbereich bei Leitschaufelkonfiguration LE, Auslegungspunkt . . . . .	99
5.20	Verlauf von Kraftamplitude und Phasenwinkel der instationären Drücke auf der Laufschaufel der dritten Stufe über die Schaufeltiefe im Frequenzbereich bei Leitschaufelkonfiguration MID, Auslegungspunkt . . . . .	100
5.21	Verlauf von Kraftamplitude und Phasenwinkel der instationären Drücke auf der Laufschaufel der dritten Stufe über die Schaufeltiefe im Frequenzbereich bei Leitschaufelkonfiguration LE, Auslegungspunkt . . . . .	101
5.22	Verhältnis von der Amplitude der instationären Kraftamplitude zur stationären Schaufelkraft auf den Leitschaufeln bei den Leitgitterkonfigurationen REF, MID und LE ( <i>Clocking III</i> ) über den Betriebsbereich, MS . . . . .	103
5.23	Zeitlicher Verlauf der instationären Schaufelkraft auf den Leitschaufeln bei den Leitgitterkonfigurationen REF, MID und LE ( <i>Clocking III</i> ) im Auslegungspunkt $\xi = 1.0$ , MS . . . . .	103
5.24	Spektren der instationären Schaufelkraft auf den Leitschaufeln bei den Leitgitterkonfigurationen REF, MID und LE ( <i>Clocking III</i> ) im Auslegungspunkt $\xi = 1.0$ , MS, Zeitverläufe aus Abbildung 5.23 . . . . .	104
5.25	Verlauf der Kraftamplitude der Schaufelkraft auf der Leitschaufel der ersten Stufe im Frequenzbereich bei <i>Clocking II</i> von VLG und Stator 1, Ausgangskonfiguration REF, drei Betriebspunkte, MS . . . . .	106



5.26	Verlauf der Kraftamplitude der Schaufelkraft auf der Leitschaufel der ersten Stufe im Frequenzbereich bei <i>Clocking II</i> von Stator 2 und 3, Ausgangskonfiguration REF, drei Betriebspunkte, MS . . . . .	107
5.27	Zeitlich-räumliche Verläufe des instationären Wanddruckes im Mittelschnitt von Stator 1, Auslegungspunkt, zwei Leitgitterkonfigurationen . . . . .	108
5.28	Verlauf von Kraftamplitude und Phasenwinkel der instationären Drücke auf der Leitschaufel der ersten Stufe über die Schaufeltiefe im Frequenzbereich bei Leitschaufelkonfiguration MID, Auslegungspunkt . . . . .	110
5.29	Verlauf von Kraftamplitude und Phasenwinkel der instationären Drücke auf der Leitschaufel der ersten Stufe über die Schaufeltiefe im Frequenzbereich bei Leitschaufelkonfiguration LE, Auslegungspunkt . . . . .	111
5.30	Verlauf von Kraftamplitude und Phasenwinkel der instationären Drücke auf der Leitschaufel der dritten Stufe über die Schaufeltiefe im Frequenzbereich bei Leitschaufelkonfiguration MID, Auslegungspunkt . . . . .	112
5.31	Verlauf von Kraftamplitude und Phasenwinkel der instationären Drücke auf der Leitschaufel der dritten Stufe über die Schaufeltiefe im Frequenzbereich bei Leitschaufelkonfiguration LE, Auslegungspunkt . . . . .	113
5.32	Verlauf von Kraftamplitude und Phasenwinkel der instationären Drücke auf der Leitschaufel der vierten Stufe über die Schaufeltiefe im Frequenzbereich im Auslegungspunkt, Leitgitterkonfiguration entspricht REF . . . . .	114
6.1	Schema der Verdichterstufe und der ersten harmonischen Schwingung, ortsabhängig für den Stator, orts- und zeitabhängig für den Rotor . . . . .	121
6.2	Modellierte Zeitverläufe des Druckes an den auf der NGV-Leitschaufel bei $x/l = 50\%$ entsprechenden zwei Positionen von Druck- und Saugseite, MS . . . . .	124
6.3	Modellierte Zeitverläufe des Druckes an den auf der NGV-Laufschaufel bei $x/l = 50\%$ entsprechenden zwei Positionen von Druck- und Saugseite, MS . . . . .	125
6.4	Gruppengeschwindigkeit im Verhältnis zur Umfangsgeschwindigkeit in Abhängigkeit vom Schaufelzahlverhältnis . . . . .	126
6.5	Schwebung und Einhüllende der Schwebung im statischen Druck für die Überlagerung der ersten Harmonischen von Lauf- und Leitschaufeln . . . . .	126
6.6	Schwebung und Einhüllende der Schwebung im statischen Druck für die Überlagerung der vierten Harmonischen der Leitschaufeln mit der dritten Harmonischen der Laufschaufeln . . . . .	127
6.7	Zeitsignal auf Druck- und Saugseite der Laufschaufel und Schwebung im statischen Druck für die Überlagerung der vierten Harmonischen der Leitschaufeln mit der dritten Harmonischen der Laufschaufeln für ein Amplitudenverhältnis von $\hat{p}_{s,0,R}/\hat{p}_{s,0,S} = 10/1$ . . . . .	128
6.8	Schema der für Clocking essentiellen Effekte des Strömungsfeldes der ersten Stufe, MS, zwei Betriebspunkte . . . . .	130
6.9	Schema der Überlagerung von Nachlauf- und Potentialstörung auf den Laufschaufeln der ersten Stufe, MS, unter Berücksichtigung der tatsächlichen Ausbreitungsgeschwindigkeiten $v_{down} = a + c_\infty$ und $v_{up} = a - c_\infty$ . . . . .	131
6.10	Schemata der Interaktion der Potentialfelder von Rotor 1 und 2 im MS . . . . .	132
6.11	Approximierte Verläufe der bedeutenden Harmonischen der Blattfolgefrequenz des instationären statischen Druckes im Potentialfeld von Rotor 1 und 2, sowie daraus resultierend auf den Schaufeln von Stator 1 im MS . . . . .	134
7.1	Verstellung aller Leitgitter mit 29 Punkten über eine Leitgitterteilung, Auslegungspunkt, Konfiguration REF, Aufbau 12 . . . . .	136
7.2	Kennlinien bei Auslegungsdrehzahl $\zeta = 1.0$ um den Auslegungspunkt, Aufbau 12, <i>Clocking II</i> . . . . .	137
7.3	Kennlinien bei Auslegungsdrehzahl $\zeta = 0.85$ um den Auslegungspunkt, Aufbau 12, <i>Clocking II</i> . . . . .	138

## ABBILDUNGSVERZEICHNIS

---

7.4	Kennlinien bei Auslegungsdrehzahl $\zeta = 1.0$ , drei Leitgitterkonfigurationen zur Betriebspunktvariation, Aufbau 12, Indikator für absolute Messunsicherheit von $\Delta\eta = \pm 0.2\%$ . . . . .	140
8.1	Schematische Darstellung der zeitgemittelten Parameter zur Beurteilung der Grenzschicht auf der SS der Verdichterlaufschauflern . . . . .	142
8.2	Zuströmung der Leitgitter, Auslegungspunkt $\xi = 1.0$ , MS . . . . .	144
8.3	Zuströmung von Stator 1, Auslegungspunkt $\xi = 1.0$ , MS . . . . .	144
8.4	Zuströmung von Stator 1, Positionen aus Abbildung 8.3, Auslegungspunkt $\xi = 1.0$ , MS . . . . .	145
8.5	Grenzschichtentwicklung auf der SS von Stator 1, MS, Auslegungspunkt $\xi = 1.0$ . .	148
A.1	Messebenen des NGV Dresden . . . . .	167
B.1	Nachlaufdelle von Stator 1 im MS, ME6, Axialgeschwindigkeit, $\xi = 1.0$ und $\xi = 0.85$ , REF . . . . .	169
B.2	Nachlaufdelle von Stator 3 im MS, ME10, Axialgeschwindigkeit, $\xi = 1.0$ und $\xi = 0.85$ , REF . . . . .	169
C.1	Instationäre Kraftamplituden auf den Laufschaufeln der ersten Stufe, MS, <i>Clocking II</i> , Leitgitterausgangskonfiguration MID . . . . .	170
C.2	Instationäre Kraftamplituden auf den Laufschaufeln der dritten Stufe, MS, <i>Clocking II</i> , Leitgitterausgangskonfiguration MID . . . . .	171
C.3	Instationäre Kraftamplituden auf den Laufschaufeln der ersten Stufe, MS, <i>Clocking II</i> , Leitgitterausgangskonfiguration LE . . . . .	172
C.4	Instationäre Kraftamplituden auf den Laufschaufeln der dritten Stufe, MS, <i>Clocking II</i> , Leitgitterausgangskonfiguration LE . . . . .	173
C.5	Amplitude der instationären Schaufelkraft für die Konfigurationen REF, MID und LE aus <i>Clocking III</i> sowie absolute Maxima und Minima über den Betriebsbereich bei Auslegungsdrehzahl . . . . .	173

## Tabellenverzeichnis

2.1	Auslegungsparameter des NGV Dresden . . . . .	23
2.2	Strömungsparameter für die Berechnung der Umstaffelung des VLG . . . . .	28
2.3	Beiwerte und Funktionswerte für die Berechnung der Umstaffelung des VLG . . . .	30
5.1	Änderungen der stationären Druckkraft in y-Richtung im Mittelschnitt von Stator 3, bei Clocking II von Stator 2 (S2) und Stator 4 (S4) . . . . .	80
5.2	Variation der Kraftamplituden und Position der Leitgitter für minimale Kraftamplituden auf Rotor 1 und 3 für <i>Clocking II</i> der Leitreihen . . . . .	86
8.1	Charakteristischer Punkte der Grenzschichtentwicklung auf der Saugseite im Auslegungspunkt $\xi = 1.0$ , MS, Leitgitterkonfiguration REF . . . . .	146
8.2	Variation der Grenzschichtentwicklung auf der Saugseite von Stator 1 und 3, zwischen dem Einfluss der Nachlaufdüsen der Laufschaufeln, <i>Clocking II</i> , Auslegungspunkt, MS . . . . .	147
A.1	Positionen der regulären Messebenen im NGV Dresden . . . . .	166
A.2	Positionen der erweiterten Messebenen im NGV Dresden . . . . .	166
A.3	Tabellarische Übersicht der Strömungsgrößen in zwei Betriebspunkten von der Abströmung des VLG (ME3) bis Zuströmung von Stator 4 (ME10) . . . . .	168

## A Messebenen und Daten NGV, Aufbau 12 und 14

**Tabelle A.1** – Positionen der regulären Messebenen im NGV Dresden

Messebene	Axiale Position $x_{ax}$ [mm]	$x_{ax}^*$ [%]	Umfangslage [°]
2	0	40 (vor VK VLG)	variabel
3	110	57.3	variabel
4	228	61.0	variabel
5	238	57.3	variabel
6	456	61.0	variabel
7	566	57.3	variabel
8	684	61.0	variabel
9	794	57.3	variabel
10	912	61.0	variabel

**Tabelle A.2** – Positionen der erweiterten Messebenen im NGV Dresden

Messebene	Axiale Position $x_{ax}$ [mm]	$x_{ax}^*$ [%]	Umfangslage [°]
3_1	95.29	9	313
3_2	102.7	32	313
3_3	109.04	52	313
3_4	116.35	75	313
4_1	216.16	24.8	313
4_2	223.94	45.7	313
4_3	229.58	66	313
4_4	235.99	85.6	313
5_1	324.67	10	313
5_2	331.51	32.3	313
5_3	338.33	54.5	313
5_4	344.8	75.6	313
6_1	443.26	22	313
6_2	450.08	42.9	313
6_3	456.66	63.1	313
6_4	463.04	82.6	313

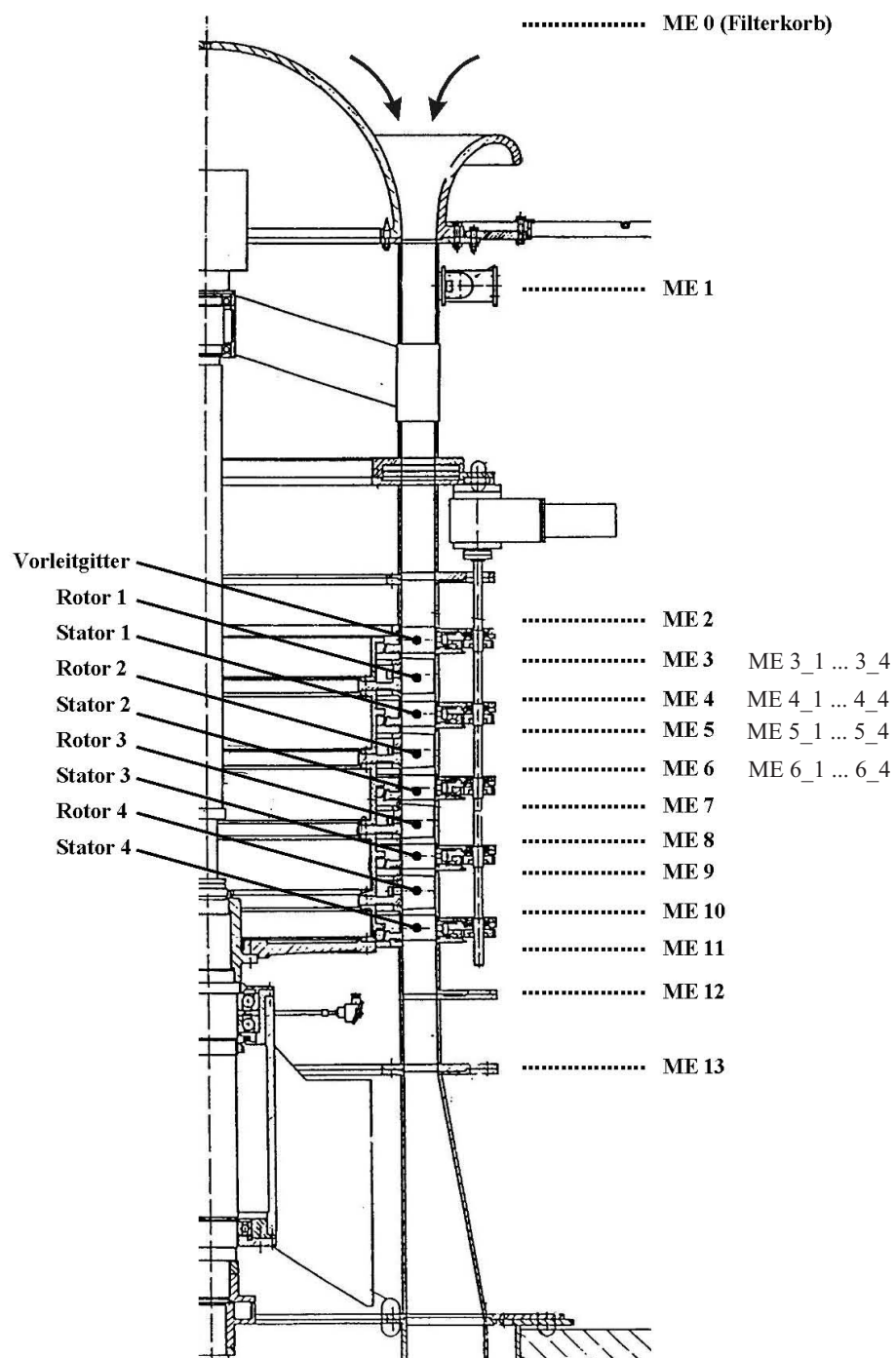


Abbildung A.1 – Messebenen des NGV Dresden

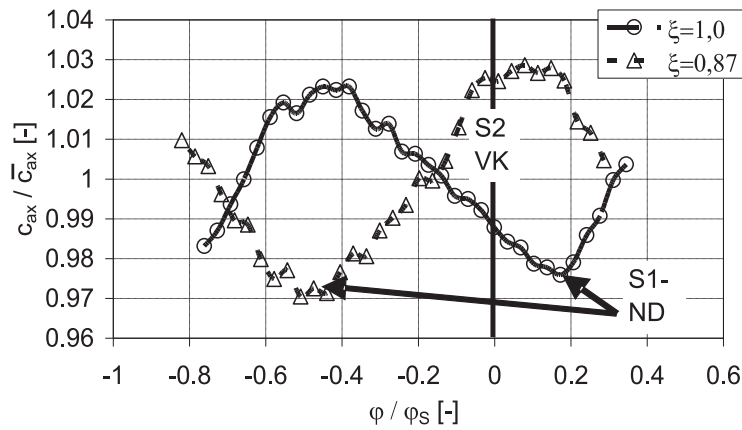
**Tabelle A.3** – Tabellarische Übersicht der Strömungsgrößen in zwei Betriebspunkten von der Abströmung des VLG (ME3) bis Zuströmung von Stator 4 (ME10)

	ME3		ME4		ME5		ME6	
	$\xi=1.00$	$\xi=0.85$	$\xi=1.00$	$\xi=0.85$	$\xi=1.00$	$\xi=0.85$	$\xi=1.00$	$\xi=0.85$
$c$ [m/s]	44.7	37.8	58.7	55.3	43.4	37.6	57	55
$c_{ax}$ [m/s]	42.8	36.2	41.4	34.9	41.7	36	39.6	34
$c_u$ [m/s]	12.8	10.9	41.5	42.8	12	10.7	40.9	43.2
$\alpha$ [°]	73.4	73.3	44.9	39.2	74	73.4	44.1	38.1
$u$ [m/s]	72.3	72.3	72.3	72.3	72.3	72.3	72.3	72.3
$w$ [m/s]	73.3	71.3	51.6	45.7	73.4	71.3	50.6	44.7
$w_u$ [m/s]	59.5	61.4	30.8	29.5	60.4	61.5	31.4	29.0
$\beta$ [°]	35.7	30.5	53.4	50	34.6	30.3	51.6	49.5

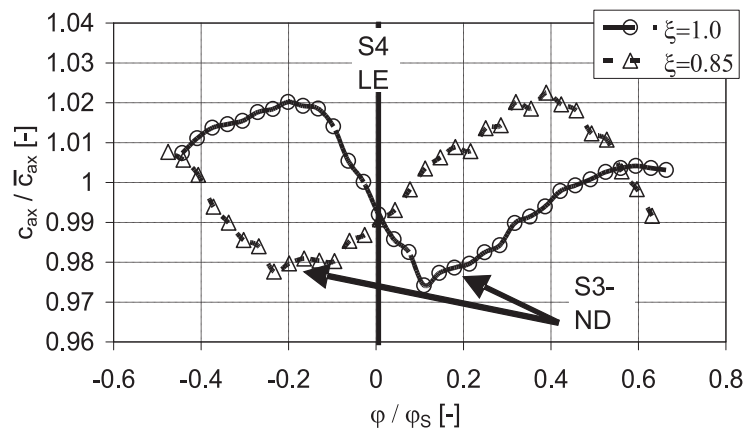
  

	ME7		ME8		ME9		ME10	
	$\xi=1.00$	$\xi=0.85$	$\xi=1.00$	$\xi=0.85$	$\xi=1.00$	$\xi=0.85$	$\xi=1.00$	$\xi=0.85$
$c$ [m/s]	40.4	35.5	55.5	53.4	38	35	54.6	52.9
$c_{ax}$ [m/s]	39	34	38.4	34	36.6	33.6	36.7	33.4
$c_u$ [m/s]	10.7	10	40.0	41.2	9.9	9.6	40.3	41
$\alpha$ [°]	74.6	73.4	43.8	39.4	74.9	74.2	42.4	39.2
$u$ [m/s]	72.3	72.3	72.3	72.3	72.3	72.3	72.3	72.3
$w$ [m/s]	72.8	70.9	50.2	46	72.4	71.2	48.8	45.8
$w_u$ [m/s]	61.6	62.2	32.3	31.1	62.4	62.8	31.9	31.3
$\beta$ [°]	32.3	28.6	50	47.5	30.4	28.2	49.1	46.9

## B Strömungsfeld

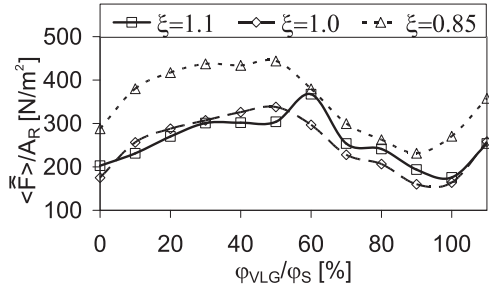


**Abbildung B.1** – Nachlaufdelle von Stator 1 im MS, ME6, Axialgeschwindigkeit,  $\xi = 1.0$  und  $\xi = 0.85$ , REF

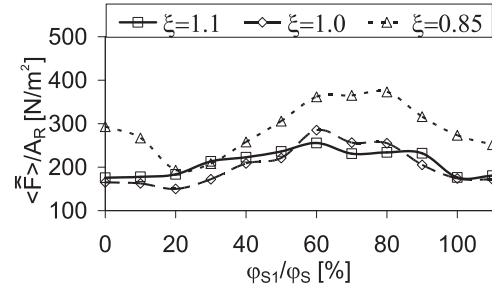


**Abbildung B.2** – Nachlaufdelle von Stator 3 im MS, ME10, Axialgeschwindigkeit,  $\xi = 1.0$  und  $\xi = 0.85$ , REF

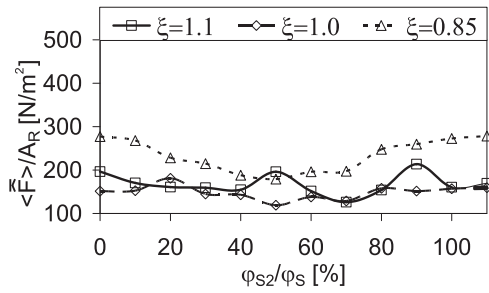
## C Instationäre Schaufelkräfte



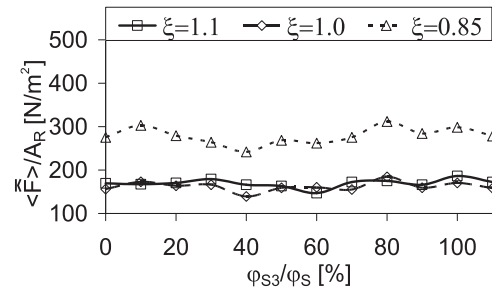
(a) Rotor 1, Clocking des VLG



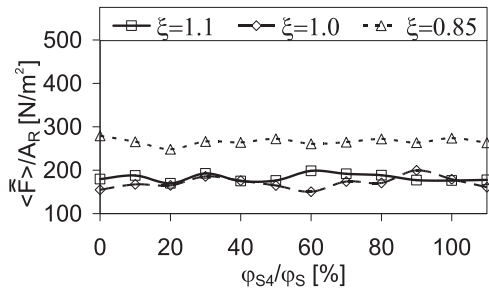
(b) Rotor 1, Clocking von Stator 1



(c) Rotor 1, Clocking von Stator 2



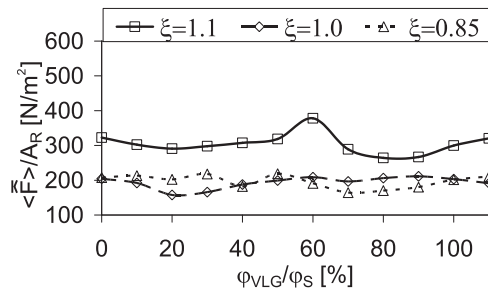
(d) Rotor 1, Clocking von Stator 3



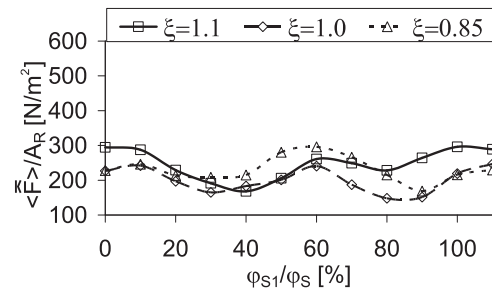
(e) Rotor 1, Clocking von Stator 4

**Abbildung C.1** – Instationäre Kraftamplituden auf den Laufschaufeln der ersten Stufe, MS, Clocking II, Leitgitterausgangskonfiguration MID

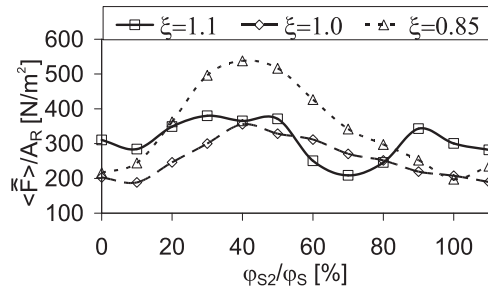




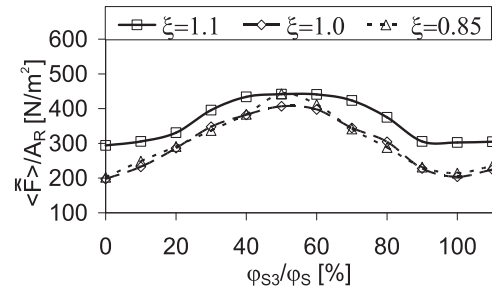
(a) Rotor 3, Clocking des VLG



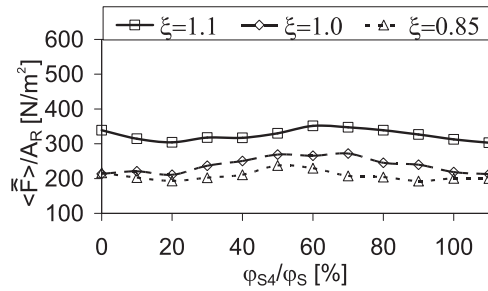
(b) Rotor 3, Clocking von Stator 1



(c) Rotor 3, Clocking von Stator 2

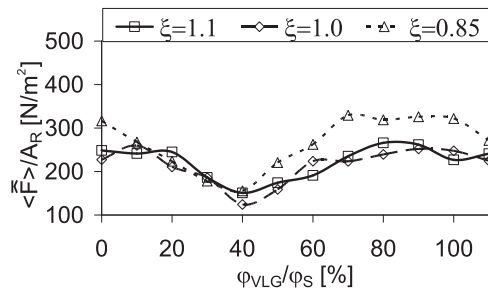


(d) Rotor 3, Clocking von Stator 3

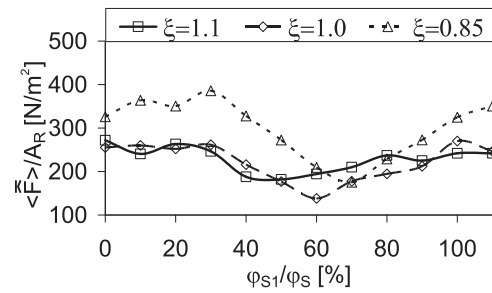


(e) Rotor 3, Clocking von Stator 4

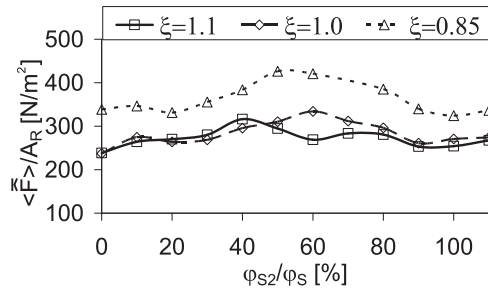
**Abbildung C.2** – *Instationäre Kraftamplituden auf den Laufschaufeln der dritten Stufe, MS, Clocking II, Leitgitterausgangskonfiguration MID*



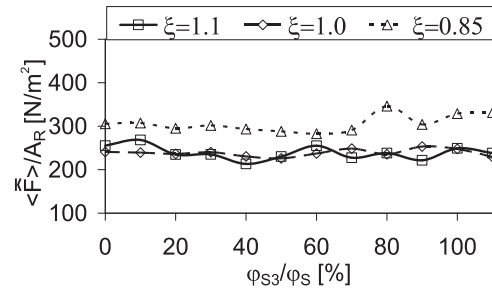
(a) Rotor 1, Clcking des VLG



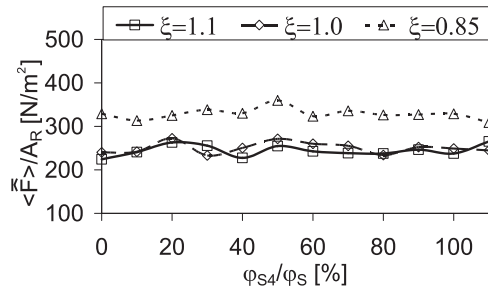
(b) Rotor 1, Clcking von Stator 1



(c) Rotor 1, Clcking von Stator 2

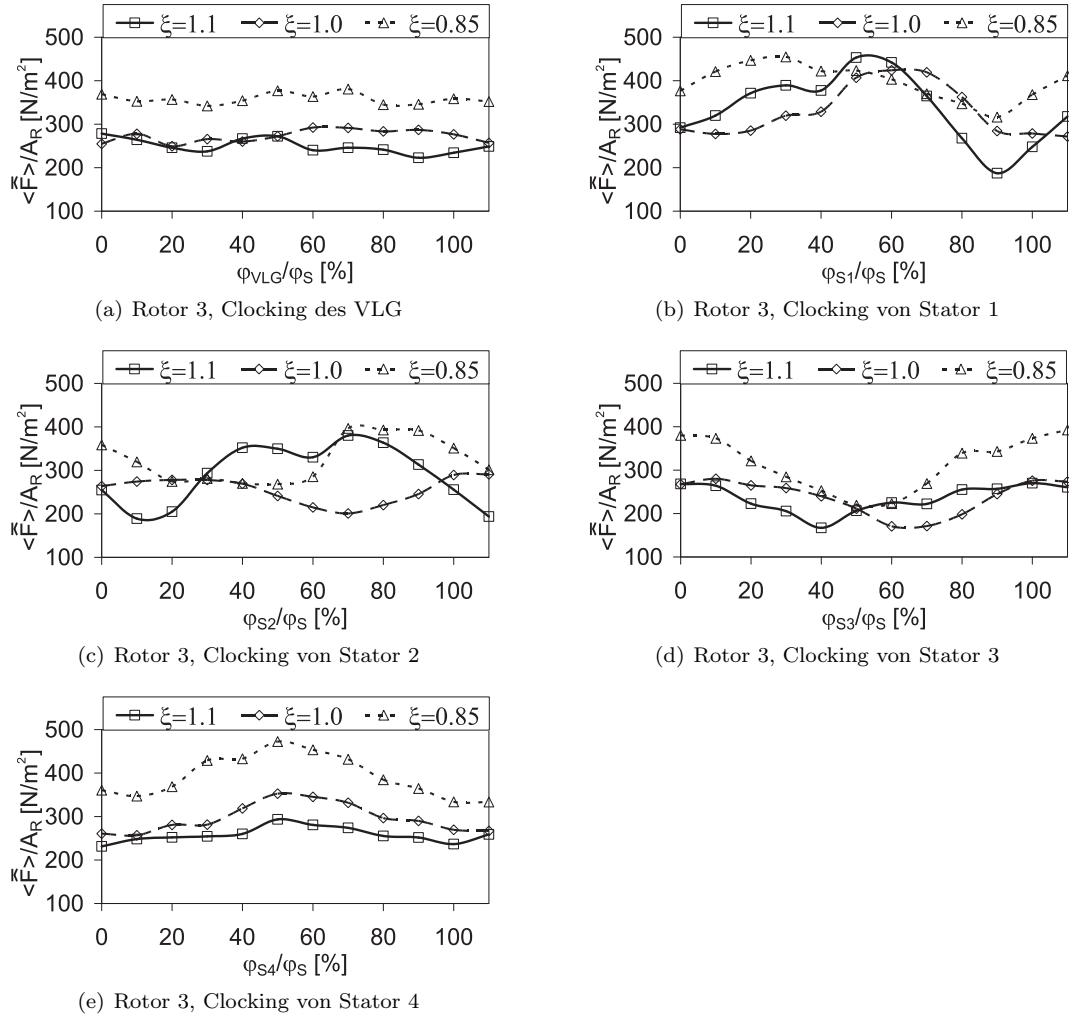


(d) Rotor 1, Clcking von Stator 3

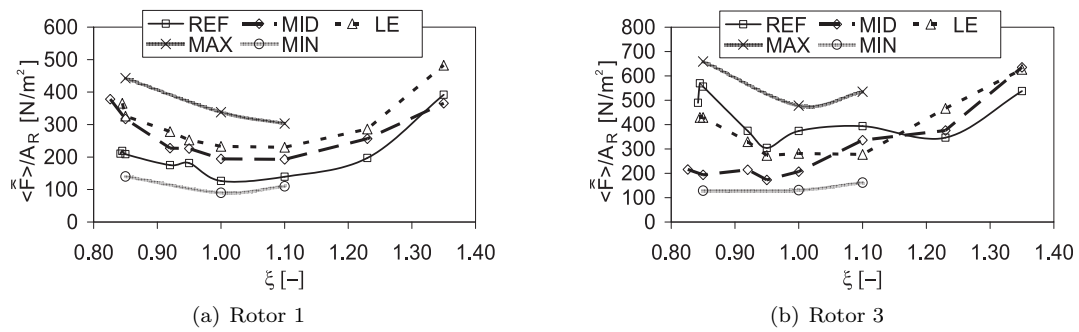


(e) Rotor 1, Clcking von Stator 4

**Abbildung C.3** – Instationäre Kraftamplituden auf den Laufschaufeln der ersten Stufe, MS, Clcking II, Leitgitterausgangskonfiguration LE



**Abbildung C.4** – Instationäre Kraftamplituden auf den Laufschaufeln der dritten Stufe, MS, Clocking II, Leitgitterausgangskonfiguration LE



**Abbildung C.5** – Amplitude der instationären Schaufelkraft für die Konfigurationen REF, MID und LE aus Clocking III sowie absolute Maxima und Minima über den Betriebsbereich bei Auslegungsdrehzahl

